

Sumari Annexos

1. ANNEX 1: CÀLCULS	3
1.1. Suspensió posterior	3
1.1.1. Geometria de la suspensió posterior	3
1.1.2. Transmissió de forces a l'esmorteïdor posterior	10
1.1.3. Força rebuda per l'esmorteïdor en funció del recorregut	12
1.1.4. Càlcul de la molla de l'esmorteïdor posterior	14
1.1.5. Parametrització de la suspensió amb una fulla de càlcul	18
1.2. Suspensió davantera	21
1.2.1. Geometria de la suspensió davantera	21
1.2.2. Transmissió de forces als esmorteïdors davanterers	22
1.2.3. Càlcul de les molles dels esmorteïdors davanterers	23
1.3. Dimensionat del xassís	27
1.4. Prestacions i transmissió del patinet	33
1.4.1. Pendent màxim superable	33
1.4.2. Velocitat màxima en pla	34
1.4.3. Transmissió	34
1.5. Rodaments de les rodes	39
1.6. Cargols corona de transmissió	47
1.6.1. Força de muntatge necessària	48
1.6.2. Càlcul de rigideses	49
1.6.3. Càlcul de l'assentament	51
1.6.4. Seguretat de la unió	52
1.6.5. Comprovació dels cargols	52
1.7. Cargols discs de fre	53
1.7.1. Força de muntatge necessària	54
1.7.2. Càlcul de rigideses	55
1.7.3. Càlcul de l'assentament	57
1.7.4. Seguretat de la unió	57
1.7.5. Comprovació dels cargols	57
2. ANNEX 2: CATÀLEGS	59





1. ANNEX 1: Càlculs

1.1. Suspensió posterior

1.1.1. Geometria de la suspensió posterior

El dispositiu de suspensió dissenyat consta d'un sistema amb un sol esmorteïdor situat centralment amb una inclinació de 25° respecte la horitzontal (Fig. 1.1). L'esmorteïdor escollit prové de les bicicletes de muntanya i té un estàndar de dimensions de 165 mm de llarg entre els dos punts d'anclatge i 38 mm de recorregut de compressió. Es pretén aconseguir un recorregut de suspensió vertical a la roda de 80 mm, així que s'ha dissenyat la geometria de suspensió per aconseguir aquest valor.

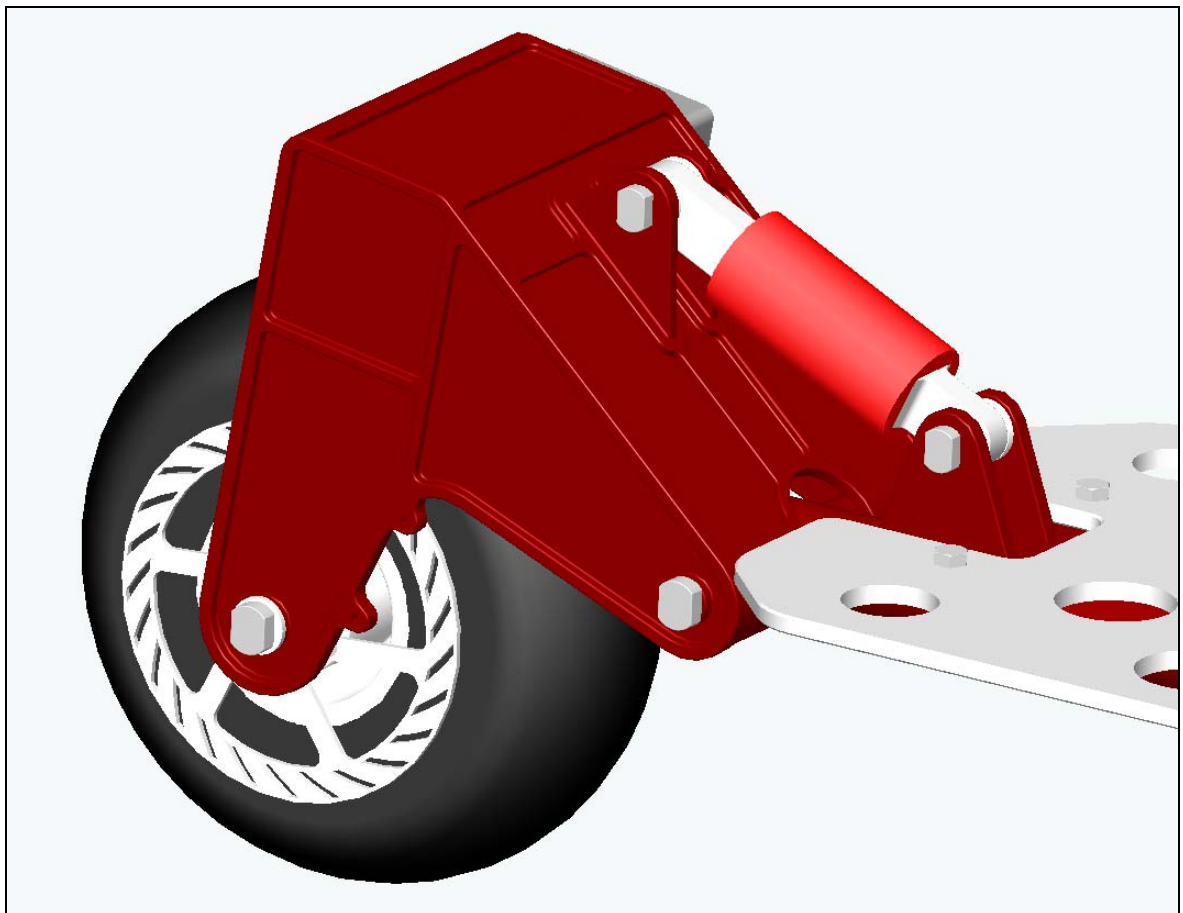


Fig. 1.1 Solució final dissenyada amb esmorteïdor central



En primer lloc, es consideren com a punts fixos els d'anclatge de l'esmorteïdor i del basculant al xassís i també la posició de l'eix de la roda, pel que variant la inclinació de l'esmorteïdor, s'aconsegueixen recorreguts de suspensió diferents. Observant la Fig. 1.2., es tenen fixats els punts 1 (posició de la roda), 2 (eix del basculant) i 4 (anclatge de l'esmorteïdor al xassís), i el punt 3 (anclatge de l'esmorteïdor al basculant) estarà en algun lloc dins l'arc dibuixat de radi 165 mm (llargada de l'esmorteïdor) amb una inclinació de l'esmorteïdor corresponent.

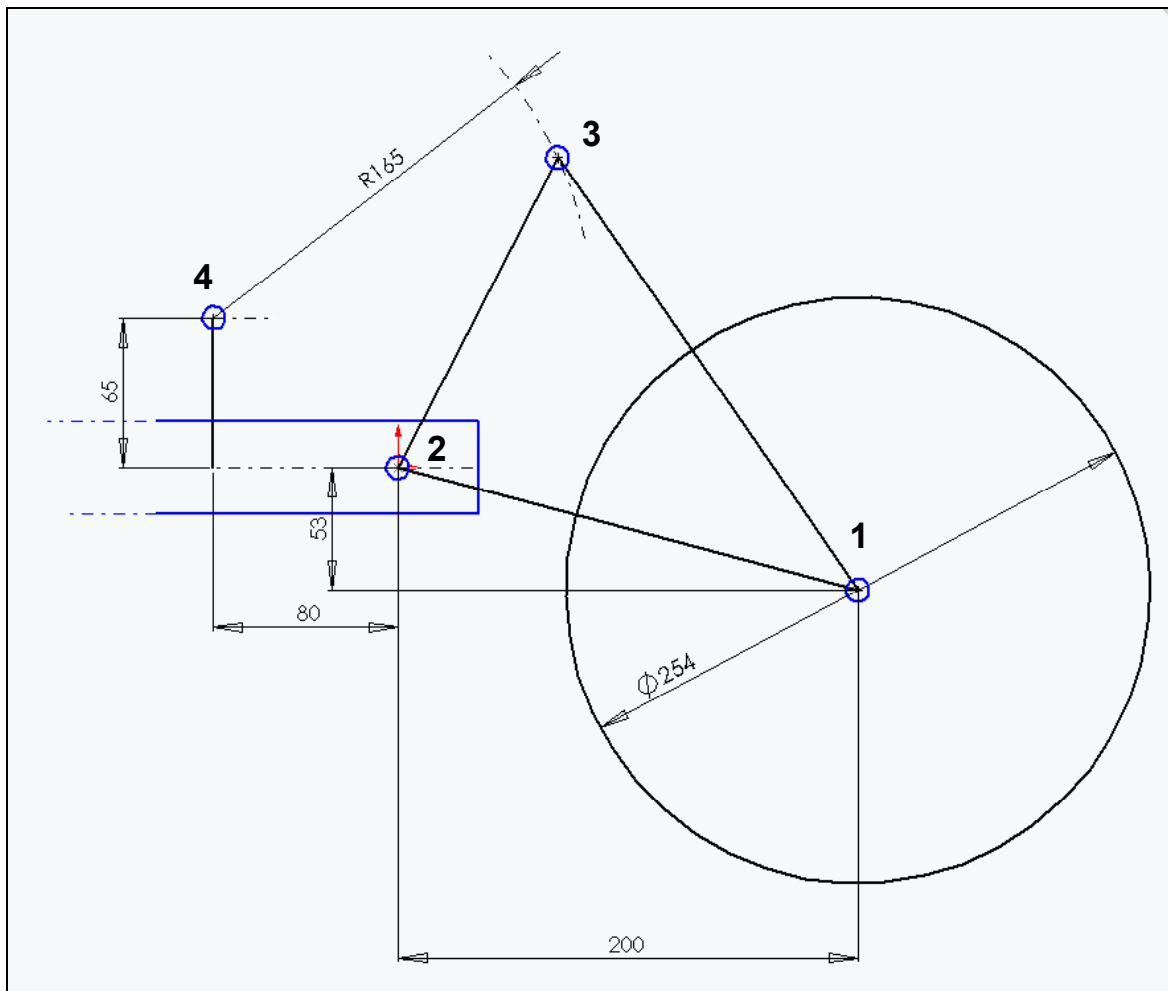


Fig. 1.2. Croquis inicial del disseny



A continuació es parametriza el mecanisme per a trobar el recorregut de suspensió vertical a la roda en funció de l'angle α de l'esmorteïdor. Per aquest motiu es troben una sèrie de relacions trigonomètriques entre diversos paràmetres de la geometria de suspensió posterior observant el croquis de la Fig. 1.3.

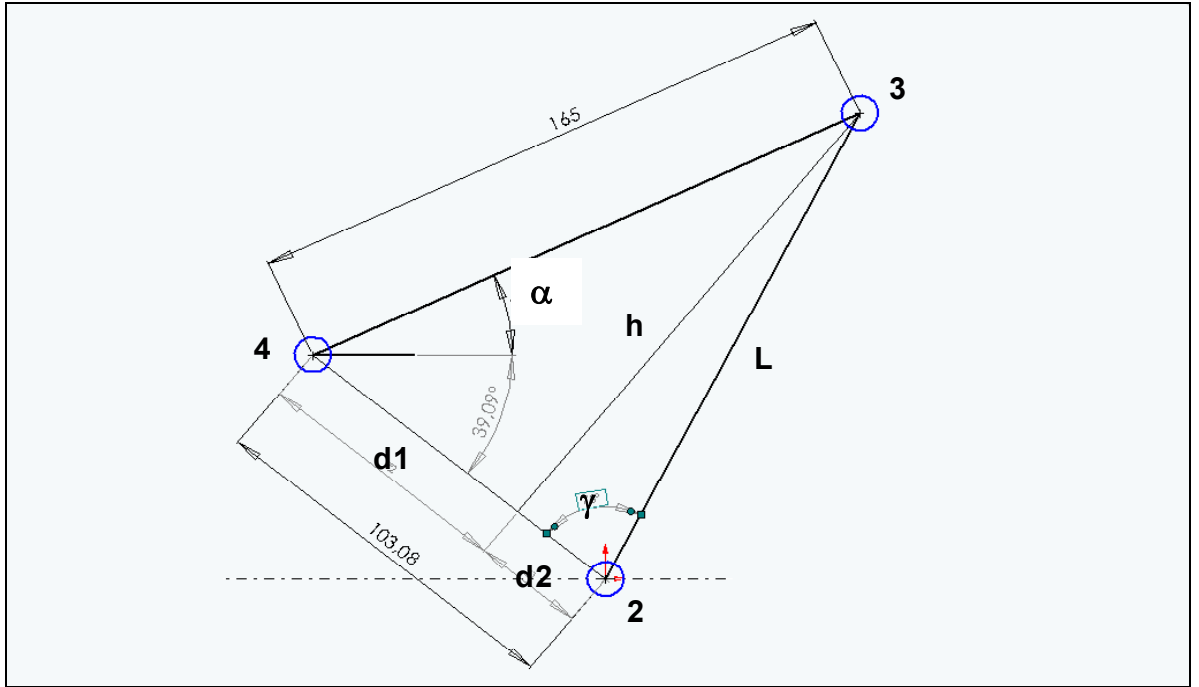


Fig. 1.3. Croquis d'una part de la geometria de la suspensió

$$h = 165 \cdot \sin(\alpha + 39,09) \quad (\text{Eq. 1.1})$$

$$d_1 = 165 \cdot \cos(\alpha + 39,09) \quad (\text{Eq. 1.2})$$

$$d_2 = 103,1 - d_1 = 103,1 - 165 \cdot \cos(\alpha + 39,09) \quad (\text{Eq. 1.3})$$

D'aquesta manera es pot trobar la longitud L entre els punts 2 (eix del basculant) i 3 (anclatge de l'esmorteïdor en el basculant) en funció d'un angle α donat:

$$L = \sqrt{h^2 + d_2^2} = \sqrt{165^2 \cdot \sin^2(\alpha + 39,09) + (103,1 - 165 \cdot \cos(\alpha + 39,09))^2} \quad (\text{Eq. 1.4})$$

També es té a partir del croquis de la Fig. 1.3. que:

$$\gamma = \arctan\left(\frac{h}{d_2}\right) = \arctan\left(\frac{165 \cdot \sin(\alpha + 39,09)}{103,1 - 165 \cdot \cos(\alpha + 39,09)}\right) \quad (\text{Eq. 1.5.})$$



En el croquis de la Fig. 1.4. es muestra en línea discontinua la posició de la suspensió en girar el basculant un angle β per a un angle de l'esmorteïdor α donat. El punt 3 passa a ser el punt 3' i el punt 1 passa a ser el punt 1'. La distància vertical entre el punt 1 i el punt 1' (eix de roda) dóna el recorregut de suspensió.

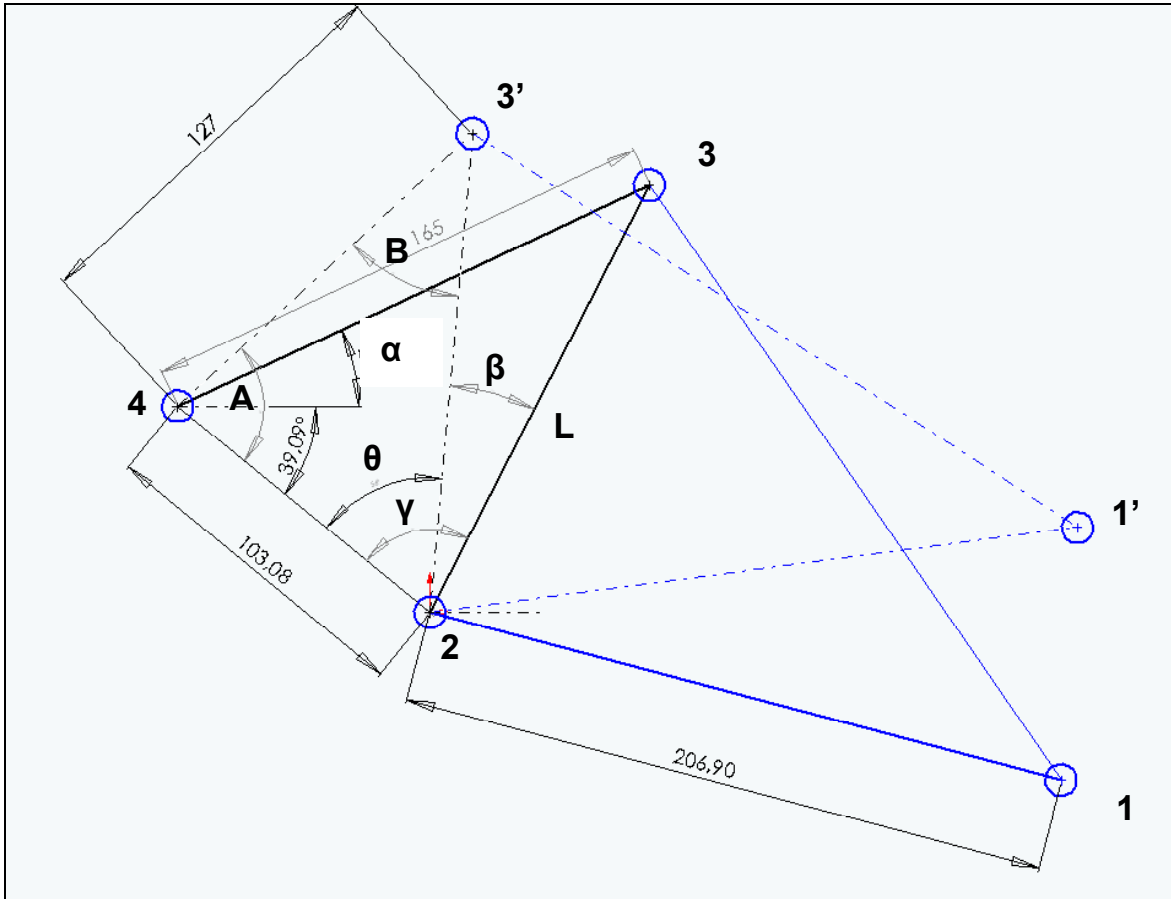


Fig. 1.4. Croquis del moviment de la suspensió

Partint del croquis de la Fig. 1.4., es troben més relacions trigonomètriques que seran necessàries:

$$\frac{L}{\sin A} = \frac{127}{\sin \theta} = \frac{103,1}{\sin B} \quad (\text{Eq. 1.6.})$$

$$A + B + \theta = 180^\circ \quad (\text{Eq. 1.7})$$

$$\sin A = \sin \theta \cdot \frac{L}{127} \quad (\text{Eq. 1.8})$$

$$\sin B = \sin \theta \cdot \frac{103,1}{127} \quad (\text{Eq. 1.9})$$



Substituïnt en l'Eq. 1.7. es té:

$$\arcsin\left(\frac{L}{127} \cdot \sin \theta\right) + \arcsin\left(\frac{103,1}{127} \cdot \sin \theta\right) + \theta = 180^\circ \quad (\text{Eq. 1.10.})$$

Resolent aquesta equació es troba l'angle θ en funció de L.

Substituïnt els valors de γ (Eq. 1.5.) i de θ (Eq. 1.10.) en l'Eq. 1.11 es troba el valor de l'angle β que gira la suspensió:

$$\beta = \gamma - \theta \quad (\text{Eq. 1.11})$$

Per a trobar el recorregut de suspensió (R_s) en funció de l'angle que gira la suspensió β es resol el problema de trigonometria que es presenta a la Fig. 1.5.

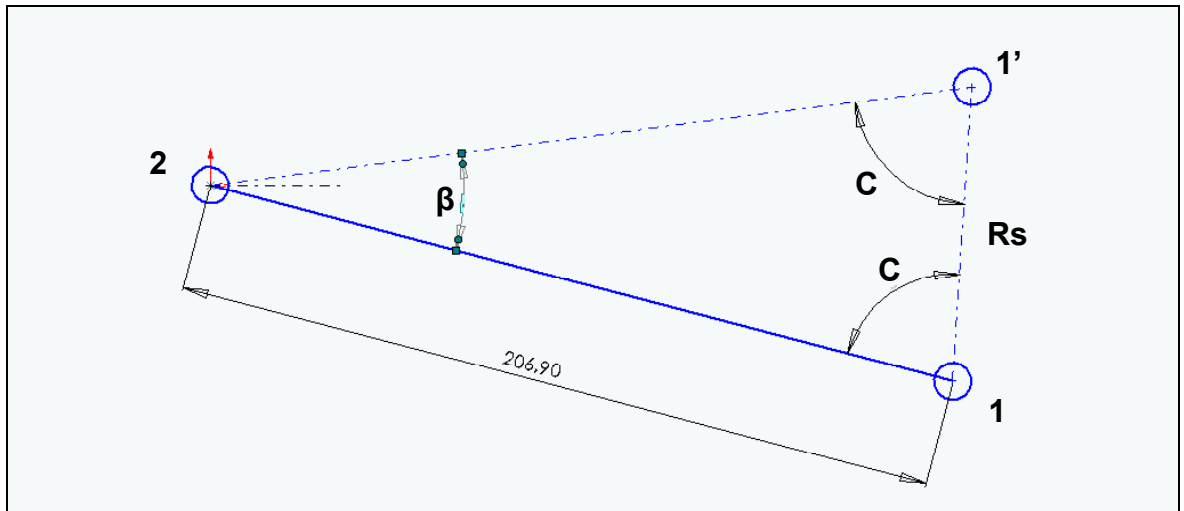


Fig. 1.5. Croquis del recorregut de suspensió

$$R_s = 206,9 \cdot \frac{\sin \beta}{\sin C} \quad (\text{Eq. 1.12.})$$

$$2C + \beta = 180^\circ \quad (\text{Eq. 1.13.})$$

Substituïnt l'Eq. 1.13. a l'Eq. 1.12 es té:

$$R_s = 206,9 \cdot \frac{\sin \beta}{\sin\left(\frac{180 - \beta}{2}\right)} \quad (\text{Eq. 1.14.})$$



A partir de l'Eq. 1.14. es troba el recorregut de suspensió amb el valor de β que s'ha trobat a partir de l'Eq. 1.11.

A partir d'un valor donat de α i amb els resultats de L (Eq. 1.4.), γ (Eq. 1.5.) θ (Eq. 1.10.) β (Eq. 1.11) es calcula el recorregut de suspensió R_s (Eq. 1.14.). A continuació s'avaluen dos casos per saber en quin angle s'ha de posar l'esmoreïdor per aconseguir el recorregut de suspensió desitjat (80 mm).

Primer cas

$$\alpha = 20^\circ$$

$$L = \sqrt{165^2 \cdot \sin^2(20 + 39,09) + (103,1 - 165 \cdot \cos(20 + 39,09))^2} = 142,7mm \quad (\text{Eq. 1.15.})$$

$$\arcsin\left(\frac{142,7}{127} \cdot \sin \theta\right) + \arcsin\left(\frac{103,1}{127} \cdot \sin \theta\right) + \theta = 180^\circ \quad (\text{Eq. 1.16.})$$

d'on s'obté que $\theta = 59,88^\circ$

$$\gamma = \arctan\left(\frac{165 \cdot \sin(20 + 39,09)}{103,1 - 165 \cdot \cos(20 + 39,09)}\right) = 82,62^\circ \quad (\text{Eq. 1.17.})$$

$$\beta = \gamma - \theta = 82,62 - 59,88 = 22,74^\circ \quad (\text{Eq. 1.18.})$$

$$R_s = 206,9 \frac{\sin \beta}{\sin\left(\frac{180 - \beta}{2}\right)} = 206,9 \frac{\sin 22,74}{\sin\left(\frac{180 - 22,74}{2}\right)} = 81,6mm \quad (\text{Eq. 1.19.})$$

Segon cas

$$\alpha = 30^\circ$$

$$L = \sqrt{165^2 \cdot \sin^2(30 + 39,09) + (103,1 - 165 \cdot \cos(30 + 39,09))^2} = 160,3mm \quad (\text{Eq. 1.20.})$$

$$\arcsin\left(\frac{160,3}{127} \cdot \sin \theta\right) + \arcsin\left(\frac{103,1}{127} \cdot \sin \theta\right) + \theta = 180^\circ \quad (\text{Eq. 1.21.})$$

d'on s'obté que $\theta = 52,46^\circ$



$$\gamma = \arctan\left(\frac{165 \cdot \sin(30 + 39,09)}{103,1 - 165 \cdot \cos(30 + 39,09)}\right) = 74,00^\circ \quad (\text{Eq. 1.22})$$

$$\beta = \gamma - \theta = 74,00 - 52,46 = 21,53^\circ \quad (\text{Eq. 1.23.})$$

$$R_s = 206,9 \frac{\sin \beta}{\sin\left(\frac{180 - \beta}{2}\right)} = 206,9 \frac{\sin 21,53}{\sin\left(\frac{180 - 21,53}{2}\right)} = 77,2 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 1.24.})$$

Es pretén aconseguir un recorregut de suspensió de 80 mm aproximadament, i s'observa que es tenen valors lleugerament per sobre i per sota amb aquests dos valors de α . S'escollirà una solució intermitja, col·locant l'esmorteïdor amb una inclinació de $\alpha = 25^\circ$.

Solució escollida

$$\alpha = 25^\circ$$

$$L = \sqrt{165^2 \cdot \sin^2(25 + 39,09) + (103,1 - 165 \cdot \cos(25 + 39,09))^2} = 151,6 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 1.25.})$$

$$\arcsin\left(\frac{151,6}{127} \cdot \sin \theta\right) + \arcsin\left(\frac{103,1}{127} \cdot \sin \theta\right) + \theta = 180^\circ \quad (\text{Eq. 1.26.})$$

d'on s'obté que $\theta = 56,21^\circ$

$$\gamma = \arctan\left(\frac{165 \cdot \sin(25 + 39,09)}{103,1 - 165 \cdot \cos(25 + 39,09)}\right) = 78,20^\circ \quad (\text{Eq. 1.27.})$$

$$\beta = \gamma - \theta = 78,20 - 56,21 = 21,99^\circ \quad (\text{Eq. 1.28.})$$

$$R_s = 206,9 \frac{\sin \beta}{\sin\left(\frac{180 - \beta}{2}\right)} = 206,9 \frac{\sin 21,99}{\sin\left(\frac{180 - 21,99}{2}\right)} = 78,9 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 1.29.})$$

Per a un valor de $\alpha = 25^\circ$ es té que el recorregut de suspensió és de 78,9 mm, gairebé els 80 mm que es volien aconseguir. Per tant es defineix aquesta solució com a vàlida. Faltarà ara comprovar com es transmet la força de la roda a l'esmorteïdor i la molla necessària per a aquesta configuració de suspensió.



1.1.2. Transmissió de forces a l'esmorteïdor posterior

Cal veure com es transmeten les forces de la roda posterior a l'esmorteïdor. Existeix una desmultiplicació en la geometria que permet incrementar el recorregut de suspensió. Però s'ha de conèixer quina força suporta l'esmorteïdor per aquesta configuració de suspensió per dimensionar correctament la molla de l'esmorteïdor posterior.

En la Fig. 1.6. es mostra un croquis de les forces que interessen per aquest estudi. La força en la roda posterior R s'ha dividit en dues components en un sistema de coordenades que té un eix coincident amb la recta que uneix els centres de la roda i l'eix del basculant (punts 1 i 2). Per tant, la força que fa parell a la suspensió és R_v , l'altra component, R_h , és absorbida pel propi basculant.

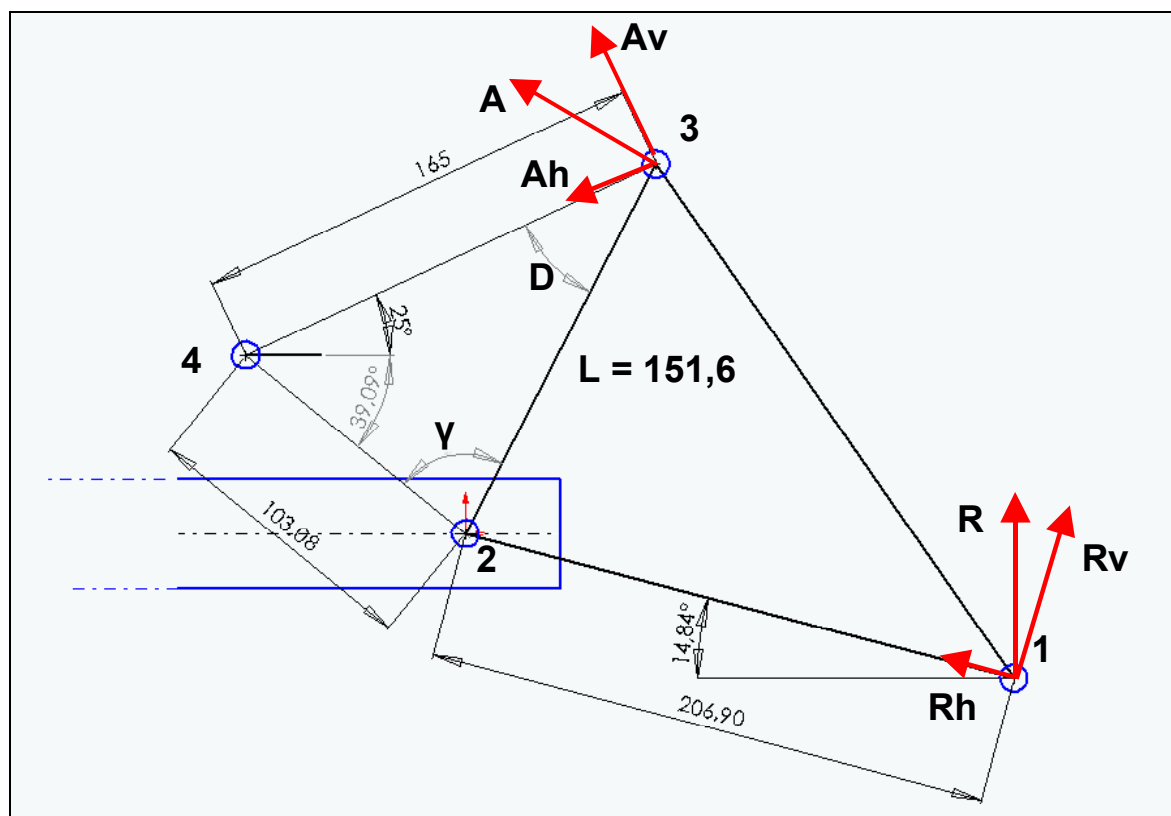


Fig. 1.6. Transmissió de forces en la suspensió posterior i croquis

$$R_v = R \cdot \cos(14,84) \quad (\text{Eq. 1.30.})$$

Aquesta força fa un parell sobre l'eix del basculant (punt 2) que és:

$$\Gamma = R_v \cdot 206,9 = 206,9 \cdot \cos(14,84) \cdot R \quad (\text{Eq. 1.31.})$$



El parell sobre el basculant provocat per una força vertical sobre la roda es pot traduir en una força equivalent en l'ancatge de l'esmorteïdor en el basculant (A) perpendicular a la recta que uneix els punts 2 i 3. Aquesta força es divideix en dues components mostrades a la Fig. 1.6., de forma que la component Ah té la direcció de l'esmorteïdor, és a dir, és la força que actua sobre l'esmorteïdor.

La força A que actua sobre l'ancatge de l'esmorteïdor és el quocient entre el parell que afecta el basculant per la força de la roda (Eq. 1.31.) i la longitud L (Eq. 1.4.)

$$A = \frac{\Gamma}{L} = \frac{206,9 \cdot \cos(14,84) \cdot R}{\sqrt{165^2 \cdot \sin^2(\alpha + 39,09) + (103,1 - 165 \cdot \cos(\alpha + 39,09))^2}} \quad (\text{Eq. 1.32.})$$

Fent el quocient de A entre R es troba la relació entre la força a l'ancatge de l'esmorteïdor en el basculant i la força a la roda.

$$\frac{A}{R} = \frac{206,9 \cdot \cos(14,84)}{\sqrt{165^2 \cdot \sin^2(\alpha + 39,09) + (103,1 - 165 \cdot \cos(\alpha + 39,09))^2}} \quad (\text{Eq. 1.33.})$$

Substituint el valor d'alfa per a la solució escollida, $\alpha = 25^\circ$, es troba que aquest quocient val

$$\frac{A}{R} = 1,32.$$

La força Ah que actua sobre l'esmorteïdor és:

$$Ah = A \cdot \cos E \quad (\text{Eq. 1.34.})$$

Per a trobar l'angle E, que és l'angle que forma la força A amb la seva component horitzontal Ah, s'observa el següent:

$$39,09 + \alpha + \gamma + D = 180^\circ \quad (\text{Eq. 1.35.})$$

$$D = 180 - 39,09 - \alpha - \arctan\left(\frac{165 \cdot \sin(\alpha + 39,09)}{103,1 - 165 \cdot \cos(\alpha + 39,09)}\right) \quad (\text{Eq. 1.36.})$$

$$E = 80 - D = \alpha + \arctan\left(\frac{165 \cdot \sin(\alpha + 39,09)}{103,1 - 165 \cdot \cos(\alpha + 39,09)}\right) - 129,09 \quad (\text{Eq. 1.37.})$$



Tornant a l'Eq. 1.34. s'obté:

$$Ah = \frac{206,9 \cdot \cos(14,84) \cdot R}{\sqrt{165^2 \cdot \sin^2(\alpha + 39,09) + (103,1 - 165 \cdot \cos(\alpha + 39,09))^2}} \cdot \cos\left(\alpha + \arctan\left(\frac{165 \cdot \sin(\alpha + 39,09)}{103,1 - 165 \cdot \cos(\alpha + 39,09)}\right) - 129,09\right) \quad (\text{Eq. 1.38.})$$

Aquesta expressió dona el valor de la força que actua sobre l'esmorteïdor en funció de l'angle α . És més interessant trobar una relació entre Ah i R , que és la relació entre la força vertical que actua sobre la roda i la que ha de suportar l'esmorteïdor. Dividint l'Eq. 1.38. per R i simplificant s'obté l'expressió següent:

$$\frac{Ah}{R} = \frac{A}{R} \cdot \cos E \quad (\text{Eq. 1.39.})$$

En el cas que s'ha escollit per al disseny, on $\alpha = 25^\circ$, es troba que aquesta relació té un valor de $\frac{Ah}{R} = 0,81$.

1.1.3. Força rebuda per l'esmorteïdor en funció del recorregut

Cal comprovar que amb la geometria escollida de $\alpha = 25^\circ$, la força que rep l'esmorteïdor en funció de si està sense compressió o totalment comprimit segueixi una linealitat per no tenir funcionaments estranys de la suspensió, com pot ser que la suspensió tingui un efecte d'estovament a mida que es comprimeix l'esmorteïdor, provocant un efecte inestable en la suspensió del patinet.

Inicialment, l'esmorteïdor està a un angle $\alpha = 25^\circ$ i com s'ha vist en l'apartat anterior s'obté una relació entre la força que rep l'esmorteïdor i la força a la roda de $\frac{Ah}{R} = 0,81$.

Amb l'esmorteïdor totalment comprimit la geometria resultant és la que es mostra en la Fig. 1.7. La llargada de l'esmorteïdor passa a ser de $165 - 38 = 127$ mm.



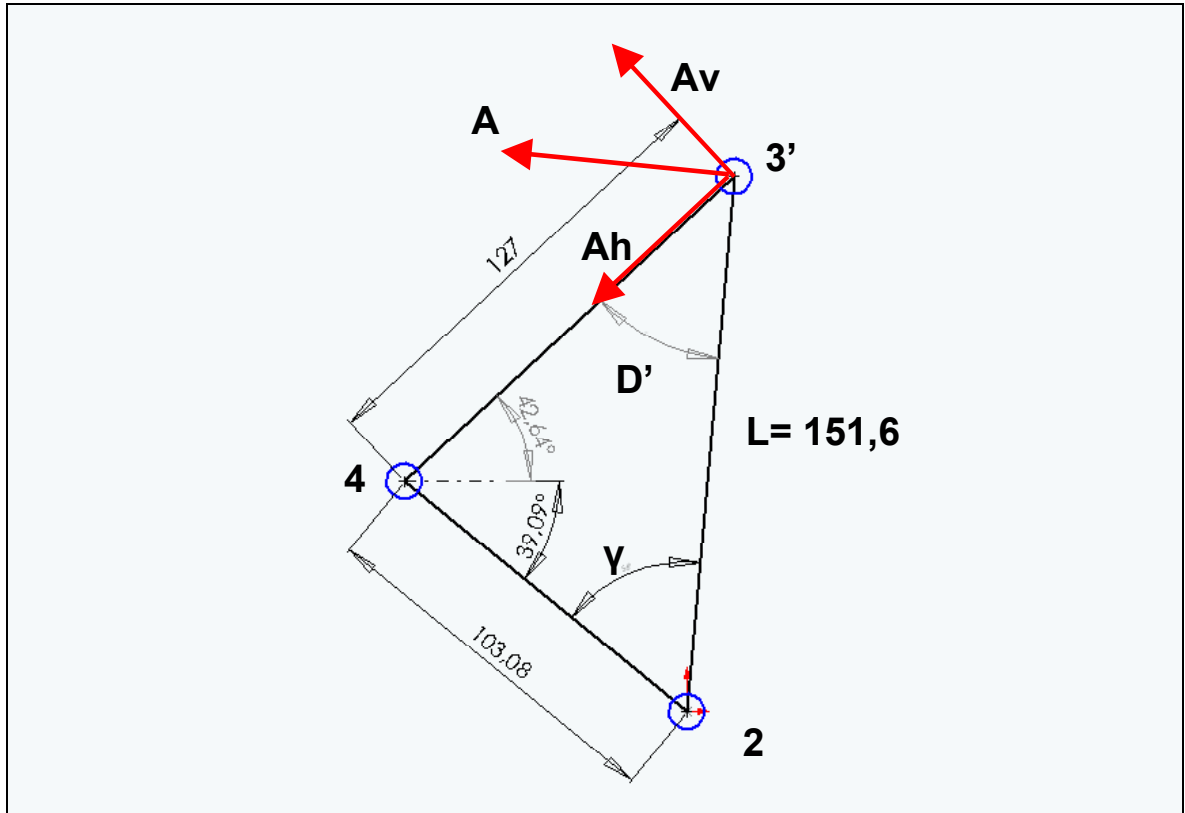


Fig. 1.7. Geometria amb l'esmorteïdor totalment comprimit

Fent trigonometria en la geometria de suspensió de la Fig. 1.7. s'obté:

$$\frac{127}{\sin 56,21} = \frac{151,6}{\sin(\alpha' + 39,09)} \quad (\text{Eq. 1.40.})$$

Resolent es té que $\alpha' = 42,64^\circ$

Per tant, de la posició sense càrrega a la posició totalment comprimida, l'esmorteïdor passa d'estar inclinat 25° a estar-ne $42,64^\circ$.

L'angle D' en aquest cas és:

$$D' = 180 - \gamma - 39,09 - \alpha = 180 - 56,21 - 39,09 - 42,64 = 42,06^\circ \quad (\text{Eq. 1.41.})$$

El seu complementari és:

$$E' = 90 - 42,06 = 47,94^\circ \quad (\text{Eq. 1.42})$$



Tornant a l'Eq. 1.39. i substituïnt es troba que en aquest cas

$$\frac{Ah}{R} = \frac{A}{R} \cdot \cos E' = 1,32 \cdot \cos 47,94 = 0,88 \quad (\text{Eq. 1.43.})$$

S'observa que la relació de forces ha passat de ser 0,81 amb l'esmorteïdor sense compressió a 0,88 amb l'esmorteïdor totalment comprimit, una variació molt petita i tendint a un petit enduriment de la suspensió. Per tant, es pot assegurar un comportament pràcticament lineal de la suspensió posterior independentment de la posició en la que treballi.

1.1.4. Càlcul de la molla de l'esmorteïdor posterior

Abans de realitzar el càlcul de la molla de la suspensió posterior, cal veure quina força rep la roda posterior amb un pilot a sobre.

Es considera que el patinet té una massa de 25 Kg repartits un 20% a la roda davantera i un 80% a la roda posterior.

Per tant:

$$P = 25 \cdot 9,8 = 245N \quad (\text{Eq. 1.44.})$$

$$P_{dav} = 0,2 \cdot P = 49N \quad (\text{Eq. 1.45.})$$

$$P_{post} = 0,8 \cdot P = 196N \quad (\text{Eq. 1.46.})$$

El conductor es considera que pesa 75 Kg, per tant:

$$C = 75 \cdot 9,8 = 735N \quad (\text{Eq. 1.47.})$$

El pes del conductor es considera centrat al punt mig de la plataforma del patinet, com es veu en la Fig. 1.8. on estan també les dimensions necessàries per al càlcul de forces i anotades les reaccions en les rodes davantera i posterior.



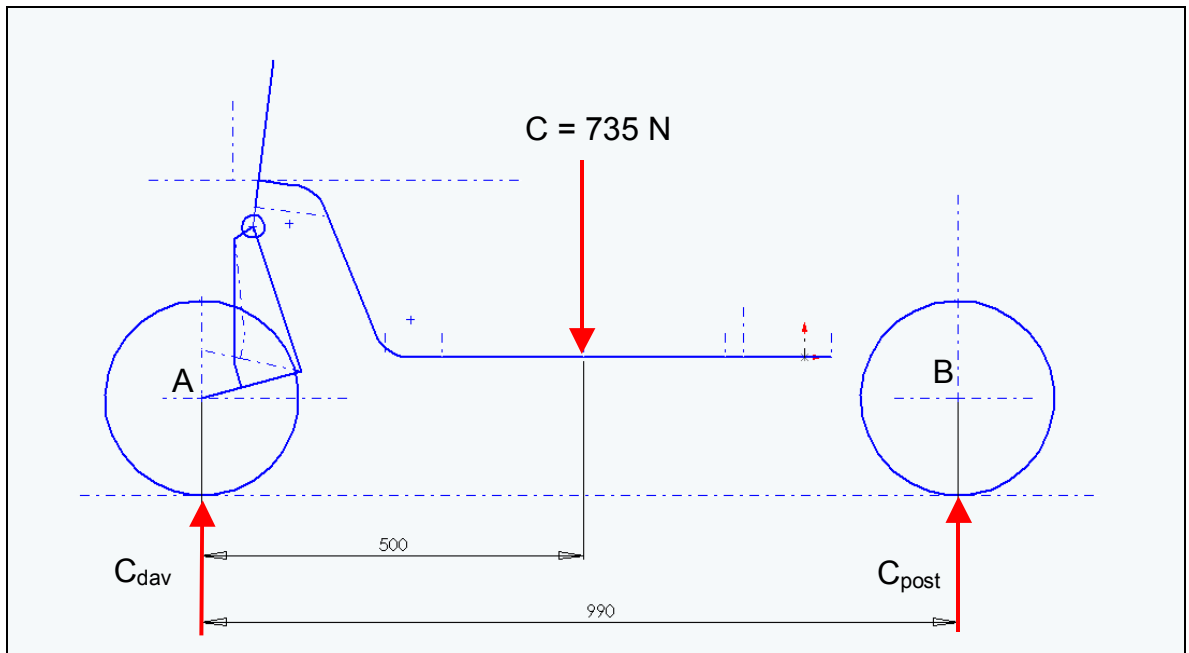


Fig. 1.8. Croquis de les forces i reaccions en el patinet

$$C = C_{dav} + C_{post} \quad (\text{Eq. 1.48.})$$

$$\sum \Gamma_A = 0 \quad (\text{Eq. 1.49.})$$

$$C_{post} = \frac{500}{990} \cdot C = 371,21N \quad (\text{Eq. 1.50})$$

i aleshores $C_{dav} = 363,79N$

Per tant les reaccions a les dues rodes seran:

Roda davantera:

$$R_{dav} = P_{dav} + C_{dav} = 49 + 363,79 = 412,79N \quad (\text{Eq. 1.51.})$$

Roda posterior:

$$R_{post} = P_{post} + C_{post} = 196 + 371,21 = 567,21N \quad (\text{Eq. 1.52.})$$

Per a definir la constant de la molla, es defineix que amb el pilot pujat estàticament s'enfonsi la suspensió posterior 15 mm. Això significa que el baculant giri un angle β que es troba a partir de l'Eq. 1.14.



$$R_s = 206,9 \frac{\sin \beta}{\sin\left(\frac{180 - \beta}{2}\right)} \quad (\text{Eq. 1.53.})$$

Substituint el valor $R_s = 15 \text{ mm}$ s'obté $\beta = 4,15^\circ$

A la Fig. 1.9. es mostra un croquis del que s'explica:

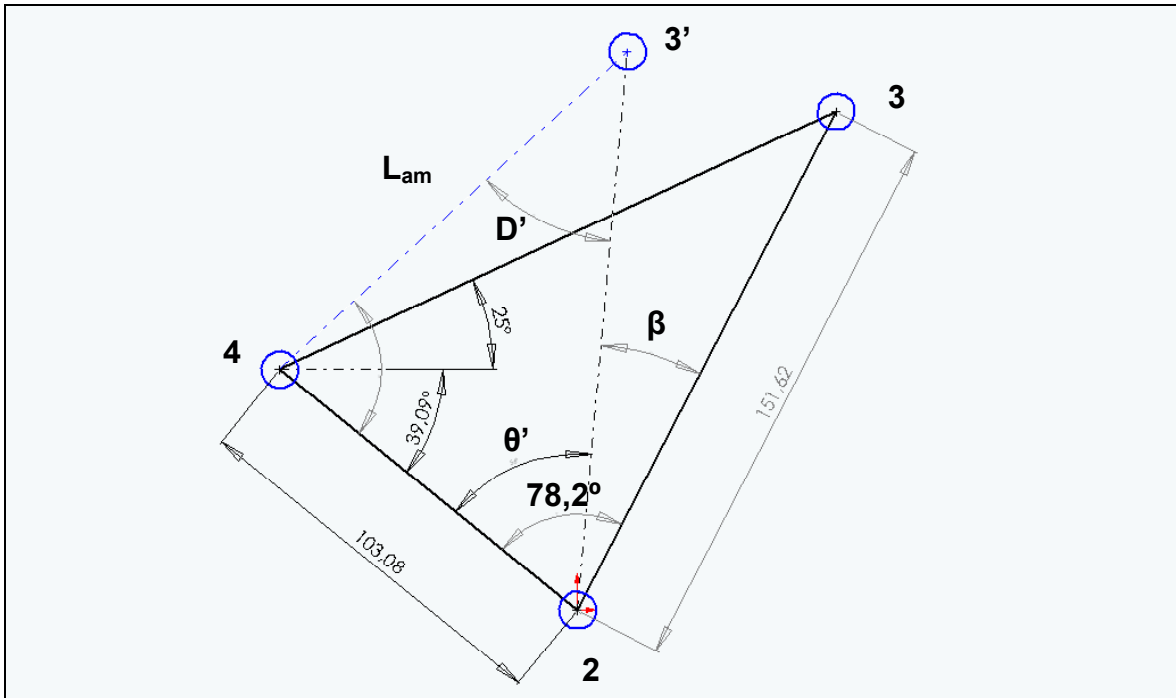


Fig. 1.9. Croquis de la suspensió comprimida 15 mm

Es té que:

$$\theta' = \gamma - \beta' = 78,2 - 4,15 = 74,05^\circ \quad (\text{Eq. 1.54.})$$

Aplicant trigonometria es troba:

$$\frac{L_{am}}{\sin 74,05} = \frac{151,6}{\sin(\alpha' + 39,09)} \quad (\text{Eq. 1.55.})$$

$$D' = 180 - \alpha' - 39,09 - 74,05 = 66,86 - \alpha' \quad (\text{Eq. 1.56.})$$

$$\frac{L_{am}}{\sin 74,05} = \frac{103,1}{\sin(D')} = \frac{103,1}{\sin(66,86 - \alpha')} \quad (\text{Eq. 1.57.})$$



Igualant les Eq. 1.55. i Eq. 1.57. es pot trobar el valor de α'

$$\frac{151,6}{\sin(\alpha' + 39,09)} = \frac{103,1}{\sin(66,86 - \alpha')} \quad (\text{Eq. 1.58.})$$

D'on s'obté un valor $\alpha' = 28,05^\circ$

Tornant a l'Eq. 1.55. es pot trobar la longitud de l'esmorteïdor $L_{am} = 158,2 \text{ mm}$

Per tant, la molla de l'esmorteïdor s'ha comprimit $165 - 158,2 = 6,8 \text{ mm}$

El valor de l'angle D' serà, tornant a l'Eq. 1.56, de $D' = 38,81^\circ$ i el seu angle complementari serà de $51,19^\circ$.

Amb antelació s'ha trobat que la relació entre la força a la roda i la força a l'esmorteïdor és de

$$\frac{A}{R} = 1,32.$$

$$R = R_{post} = 567,21N$$

$$A = 1,32 \cdot R = 748,71N \quad (\text{Eq. 1.59.})$$

En aquest cas es té que la força sobre l'esmorteïdor és

$$A_h = A \cdot \cos 51,19 = 469,25N \quad (\text{Eq. 1.60.})$$

Per tant, sabent la força aplicada en la direcció de l'esmorteïdor i la compressió de la suspensió desitjada (15 mm a la roda verticalment, 6,8 mm en l'esmorteïdor), es pot trobar la constant K de la molla necessària.

$$K = \frac{A_h}{x} = \frac{469,25}{6,8} = 69 \text{ N/mm} \quad (\text{Eq. 1.61.})$$

Es pot trobar quina força és necessària per arribar a fer tope de suspensió darrera:

$$F_t = K \cdot x = 69 \cdot 38 = 2549,8N \quad (\text{Eq. 1.62.})$$

En fer tope,

$$\frac{Ah}{R} = \frac{A}{R} \cdot \cos E' = 1,32 \cdot \cos 47,94 = 0,88 \quad (\text{Eq. 1.63.})$$



on es troba que $R = 2930,8 \text{ N}$. Això equivaldria restant el pes propi del patinet, a un pilot que tingués una massa de $552,54 \text{ Kg}$. Veiem que aquesta suspensió permetrà fer salts per la muntanya amb totes les garanties.

1.1.5. Parametrització de la suspensió amb una fulla de càlcul

Per poder agilitzar el disseny de la suspensió, es va introduir en una fulla de càlcul les equacions que donen els valors de L (Eq. 1.4.), γ (Eq. 1.5.) i R_s (Eq. 1.14.) i les relacions $\frac{A}{R}$ i

$\frac{Ah}{R}$ en funció de valors α per determinar a quina posició es col·locaria l'esmoreïdor. Al final s'ha escollit un valor de $\alpha = 25^\circ$, però aquesta fulla i els seus gràfics permet veure com evoluciona el recorregut de suspensió en funció de la posició de l'esmoreïdor.

α (°)	L (mm)	$\frac{A}{R}$	γ (°)	$\frac{Ah}{R}$	R_s (mm)
15	133,79	1,49	87,29	0,93	
20	142,75	1,40	82,62	0,87	81,6
25	151,62	1,32	78,20	0,81	78,9
30	160,35	1,25	73,99	0,75	77,2
35	168,90	1,18	69,96	0,70	
40	177,24	1,13	66,08	0,64	71,4
45	185,34	1,08	62,32	0,60	
50	193,17	1,04	58,66	0,55	63
55	200,70	1,00	55,09	0,51	
60	207,92	0,96	51,59	0,47	
65	214,80	0,93	48,16	0,43	
70	221,32	0,90	44,79	0,40	35
75	227,47	0,88	41,47	0,36	

Taula 1.1. Evolució dels diferents paràmetres de la suspensió posterior.



S'ha ressaltat en color verd les dades de la configuració de suspensió escollida. Es veu el valor de $L = 151,6 \text{ mm}$ i el recorregut de suspensió de $R_s = 78,9 \text{ mm}$.

Aquesta taula ens permet representar com evoluciona el recorregut de suspensió R_s en funció de l'angle α que s'esculli per a l'esmorteïdor. Es veu aquest gràfic en la Fig. 1.10.

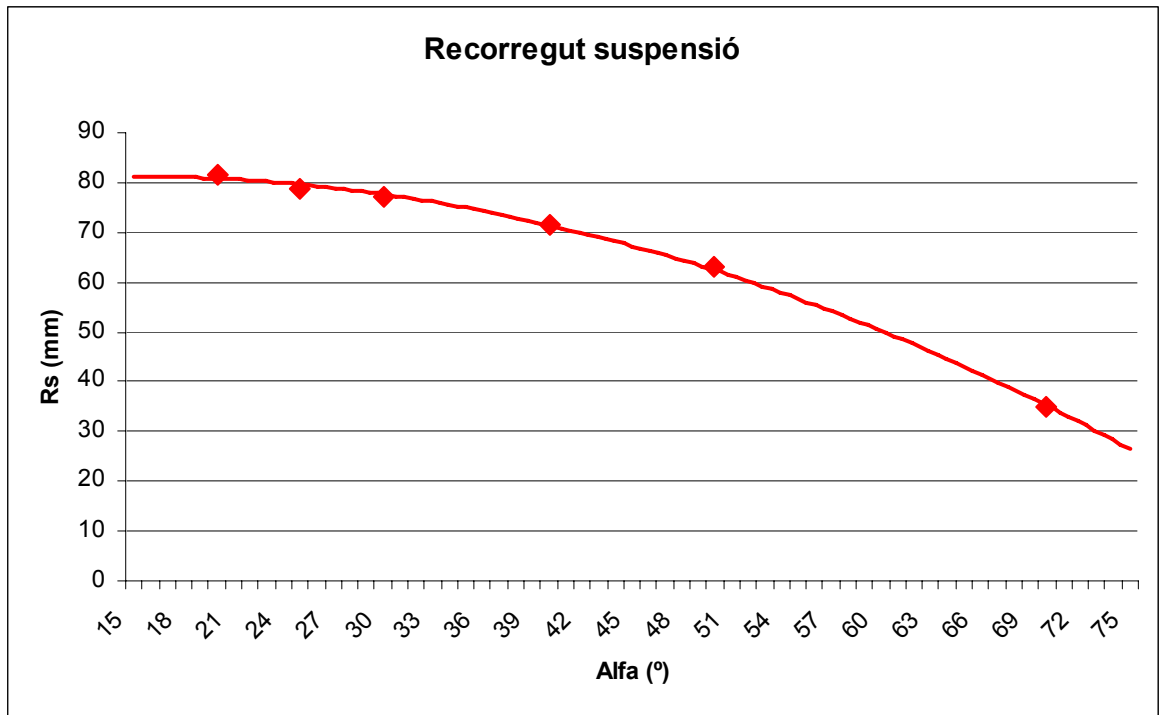


Fig. 1.10. Recorregut de suspensió en funció de l'angle de muntatge de l'esmorteïdor α

S'observa que a mida que es col·loca l'esmorteïdor més vertical, el recorregut de suspensió és cada cop menor. També es veu que per a $\alpha = 25^\circ$ el recorregut de suspensió és d'aproximadament 80 mm.





1.2. Suspensió davantera

1.2.1. Geometria de la suspensió davantera

Com s'ha vist en l'apartat 5.4 de la memòria, la suspensió davantera consta de dos braços que basculen a la forquilla davantera amb dos esmorteïdors col·locats entre la forquilla i les manguetes.

Utilitzant el mateix esmorteïdor de la roda posterior, però amb molles adaptades a la nova geometria, s'ha realitzat el disseny d'una geometria que proporciona 63 mm de recorregut de suspensió vertical a la roda davantera, com es veu a la Fig. 2.1. En aquesta figura s'aprecia amb traça de ratlla i punt la posició de la roda davantera amb la suspensió totalment comprimida. També s'aprecia que l'esmorteïdor davanter està totalment vertical quan no està gens comprimit ($L = 165$ mm) i s'observen les cotes dels principals components mòbils de la suspensió davantera.

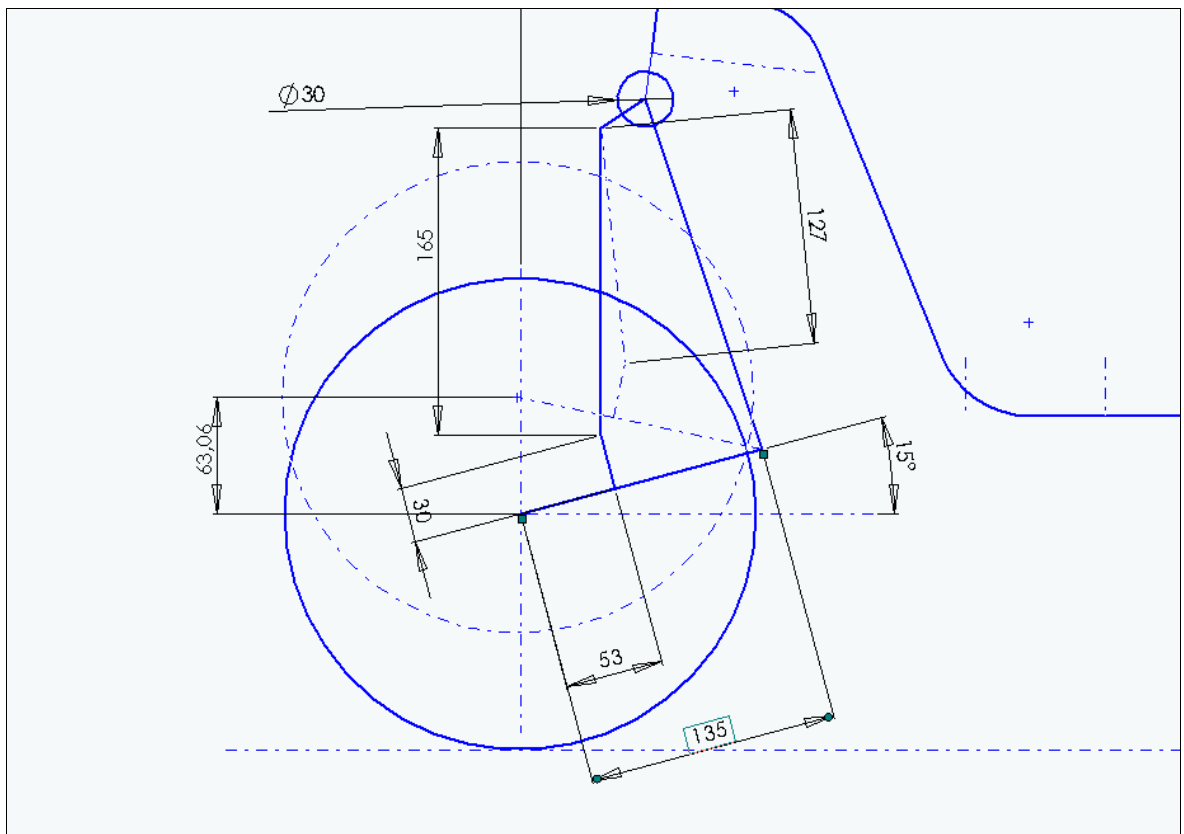


Fig. 2.1. Croquis de la geometria de suspensió davantera



1.2.2. Transmissió de forces als esmorteïdors davanters

Cal veure com es transmet la força de la roda del davant als esmorteïdors davanters. Hi ha, com en el cas de la suspensió posterior, una desmultiplicació que permet un recorregut de suspensió de 63 mm, i cal veure doncs quina força arriba a l'esmorteïdor per un esforç a la roda donat, per tal de dimensionar les molles dels esmorteïdors davanters.

En la Fig. 2.2 es mostra un croquis de les forces que interessen per aquest estudi. La força vertical en la roda R s'ha dividit en dos components en un sistema de coordenades que té un eix coincident amb la recta que uneix els centres de la roda (punt 1) i l'eix de gir de les manguetes (punt 2). Per tant, la força que fa parell a la suspensió és R_v .

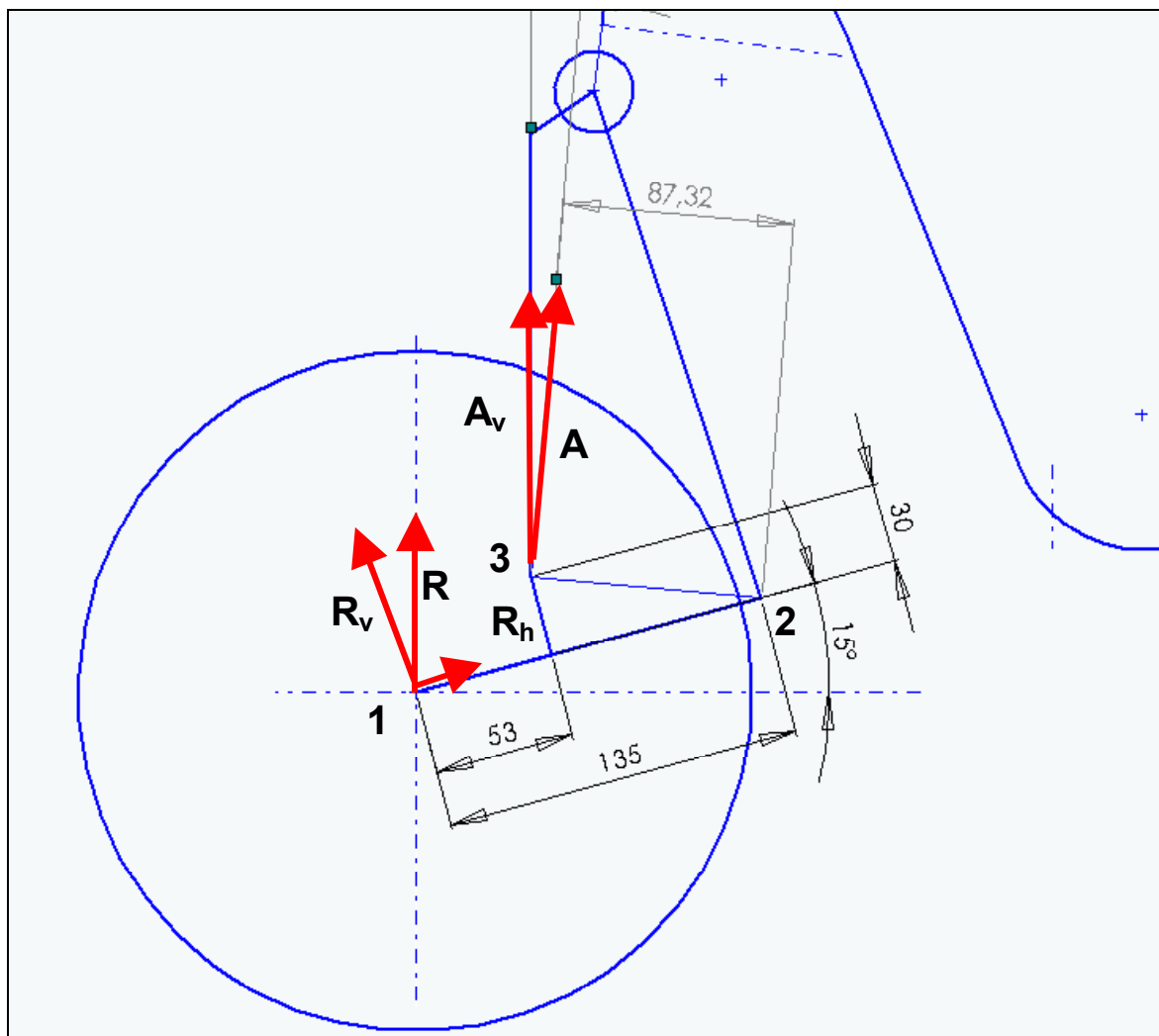


Fig. 2.2. Transmissió de forces a la suspensió davantera



$$R_v = R \cdot \cos(15) \quad (\text{Eq. 2.1.})$$

Aquesta força fa un parell sobre l'eix de gir de les manguetes (punt 2) que és:

$$\Gamma = R_v \cdot 135 = 135 \cdot \cos 15 \cdot R \quad (\text{Eq. 2.2.})$$

Aquest parell es pot expressar en forma del producte d'una força A a l'ancatge de l'esmorteïdor (punt 3) de direcció perpendicular a la recta que uneix els punts 2 i 3 per la distància entre aquests dos punts. Projectant aquesta força A en la vertical, la direcció de l'esmorteïdor, es té la força que reben els esmorteïdors davanters respecte la força que actua sobre la roda davantera.

$$A = \frac{\Gamma}{87,32} = \frac{135 \cdot \cos 15 \cdot R}{87,32} \quad (\text{Eq. 2.3.})$$

$$A_v = A \cdot \cos 5,10 = \frac{135 \cdot \cos 15 \cdot R}{87,32} \cdot \cos 5,10 \quad (\text{Eq. 2.4.})$$

Dividint l'expressió anterior per R es té la relació entre la força que actua sobre la roda i la força que reben els dos esmorteïdors.

$$\frac{A_v}{R} = \frac{135 \cdot \cos 15}{87,32} \cdot \cos 5,10 = 1,49 \quad (\text{Eq. 2.5.})$$

1.2.3. Càlcul de les molles dels esmorteïdors davanters

Abans de realitzar el càlcul de la molla de la suspensió posterior, cal veure quina força rep la roda davantera amb un pilot a sobre.

Com s'ha vist en l'apartat 1.1.4. del present annex, la força sobre la roda davantera és:

$$R_{dav} = P_{dav} + C_{dav} = 49 + 363,79 = 412,79N \quad (\text{Eq. 2.6.})$$

Per a definir la constant de la molla, es defineix que amb el pilot pujat estàticament s'enfonsi la suspensió davantera 15 mm com era el cas de la suspensió posterior. Això significa que les manguetes han girat un angle $\beta = 6,51^\circ$ com es veu a la Fig. 2.3.



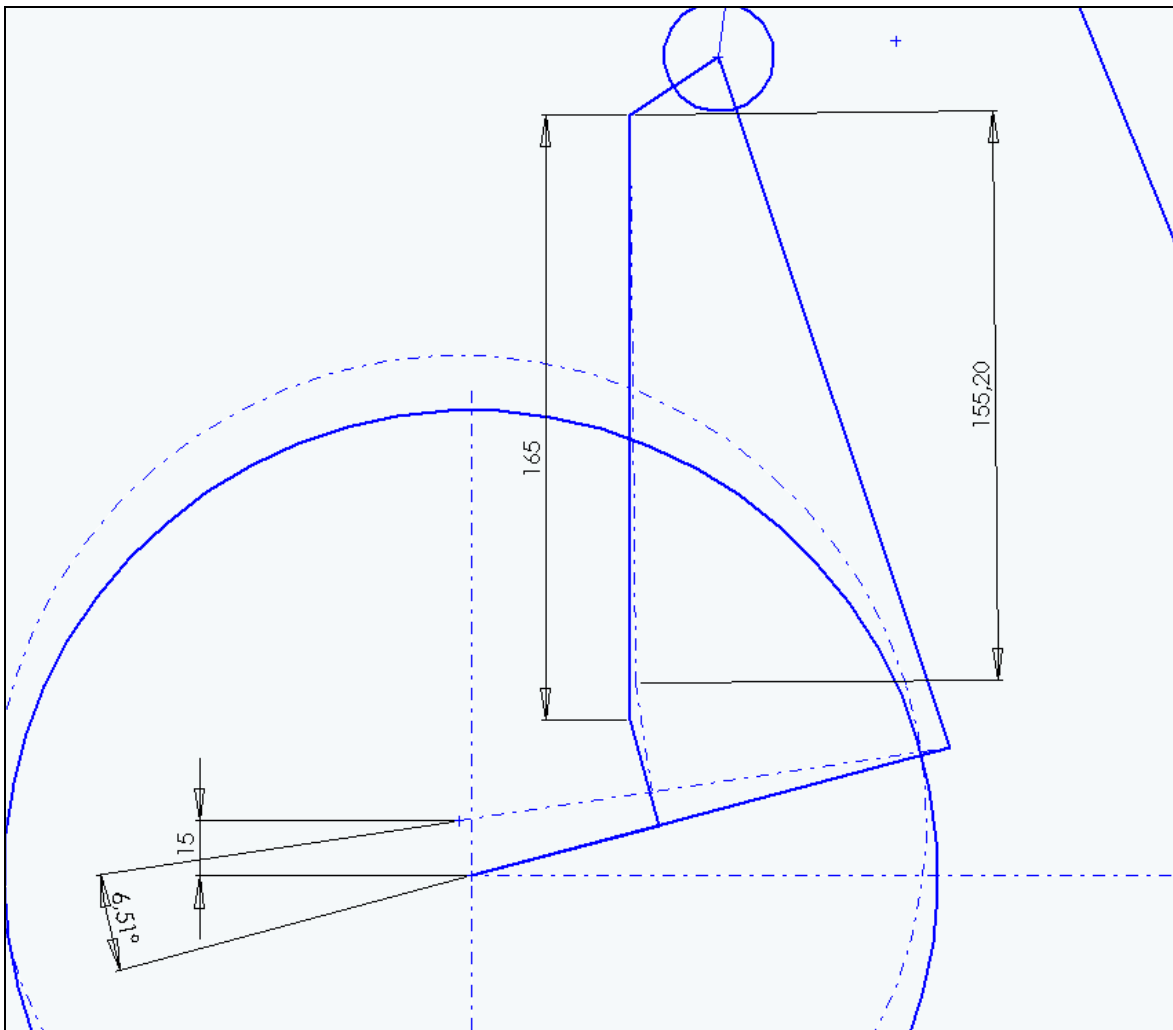


Fig. 2.3. Croquis de la suspensió davantera comprimida 15 mm

Observant la Fig. 2.3. es veu que la longitud de l'esmorteïdor comprimit és $L_{am} = 155,2 \text{ mm}$

Per tant, la molla de l'esmorteïdor s'ha comprimit $165 - 155,2 = 9,8 \text{ mm}$

A l'equació Eq. 2.5. s'ha trobat que la relació entre la força a la roda i la força als esmorteïdors és de $\frac{A_v}{R} = 1,49$.

$$R = R_{dav} = 412,79 \text{ N}$$

$$A_v = 1,49 \cdot R = 615,06 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.7.})$$



Per tant la força sobre els dos esmorteïdors (en paral·lel) és de 615,06 N. Sabent la força aplicada en la direcció dels esmorteïdors i la compressió de la suspensió (15 mm a la roda verticalment, 9,8 mm en els esmorteïdors), es pot trobar la constant K total de les molles necessària dels dos esmorteïdors davanterers.

$$K_T = \frac{A_h}{x} = \frac{615,06}{9,8} = 62,76 \text{ N/mm} \quad (\text{Eq. 2.8.})$$

Aquesta constant és la dels dos esmorteïdors davanterers junts. Són dos esmorteïdors en paral·lel, per tant es compleix que:

$$K_T = 2 \cdot K \quad (\text{Eq. 2.9.})$$

D'aquesta manera la constant de cada una de les molles dels dos esmorteïdors davanterers és:

$$K = \frac{K_T}{2} = 31,38 \text{ N/mm} \quad (\text{Eq. 2.10.})$$





1.3. Dimensionat del xassís

Pel dimensionat del xassís, es consideren les reaccions en els punts principals del xassís amb un pilot a sobre. D'aquesta forma es busca la secció crítica. No es té en compte el pes propi del patinet, ja que és petit comparat amb el del pilot. A més, es majora el pes del pilot de 75 Kg fins a 300 Kg, que és el pes màxim admissible a les especificacions.

El pes que fa el pilot a la plataforma F_p se suposa centrat en aquesta respecte els seus anclatges en el xassís, de forma que cada anclatge del xassís a la plataforma rep una força $F_p/2$, com es veu en els punts 4 i 5 de la Fig. 3.1.

L'esmorteïdor fa una força sobre el xassís A_m inclinada un angle $\alpha = 25^\circ$ com s'ha vist en l'apartat 1.1.1 del present Annex. Apareixen reaccions en la zona de la pipa de direcció i en l'eix del basculant.

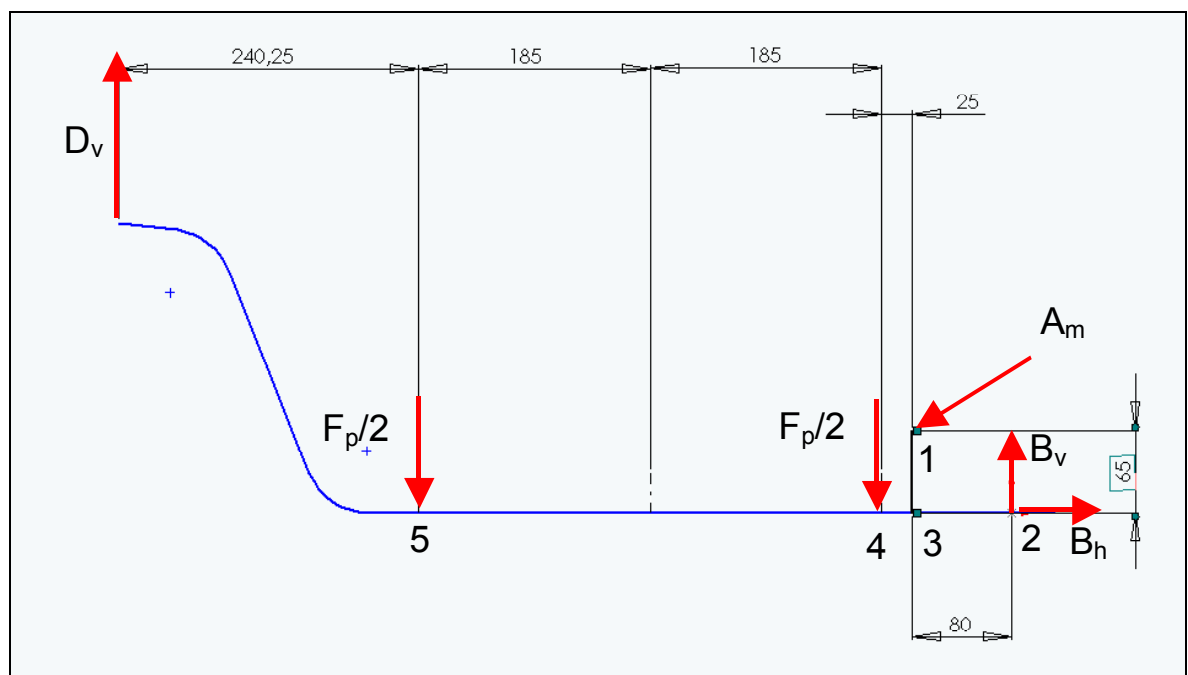


Fig. 3.1. Diagrama del sòlid lliure del xassís del patinet

La força que fa l'esmorteïdor A_m s'ha vist en l'apartat 1.1.1. d'aquest Annex que està relacionada amb la força vertical a la roda del darrera de forma que:

$$A_m = 0,81 \cdot R \quad (\text{Eq. 3.1.})$$



essent R la reacció a la roda posterior de valor:

$$R = \frac{50}{99} \cdot F_p \text{ (veure apartat 1.1.4.)} \quad (\text{Eq. 3.2.})$$

D'aquesta manera, la força que fa l'esmorteïdor sobre el xassís és:

$$A_m = 0,81 \cdot \frac{50}{99} \cdot F_p \quad (\text{Eq. 3.3.})$$

Dividint aquesta força en les seves dues components vertical i horitzontal, sabent que l'esmorteïdor està inclinat 25° per disseny es té:

$$A_{mh} = 0,81 \cdot \frac{50}{99} \cdot F_p \cdot \cos 25 = 0,37 \cdot F_p \quad (\text{Eq. 3.4.})$$

$$A_{mv} = 0,81 \cdot \frac{50}{99} \cdot F_p \cdot \sin 25 = 0,17 \cdot F_p \quad (\text{Eq. 3.5.})$$

Aplicant $\sum F = 0$ en el croquis de la Fig. 3.1. es té:

$$B_v = F_p + A_{mv} - D_v \quad (\text{Eq. 3.6.})$$

$$B_h = A_{mh} = 0,37 \cdot F_p \quad (\text{Eq. 3.7.})$$

Aplicant $\sum M(2) = 0$ en el croquis de la Fig. 3.1. es té:

$$D_v \cdot 715,25 + A_{mh} \cdot 65 = A_{mv} \cdot 80 + \frac{F_p}{2} \cdot 475 + \frac{F_p}{2} \cdot 290 \quad (\text{Eq. 3.8.})$$

Pel que aïllant i substituint es troba que

$$D_v = 0,52 \cdot F_p \quad (\text{Eq. 3.9.})$$

Tornant a l'Eq. 3.6. i substituint es té:

$$B_v = 0,65 \cdot F_p \quad (\text{Eq. 3.10.})$$

Ara ja es pot analitzar el moment flector del xassís tram a tram, per trobar quina és la secció crítica.



Tram 3 - 2:

En la Fig. 3.2. s'estudia el moment flector d'aquest tram

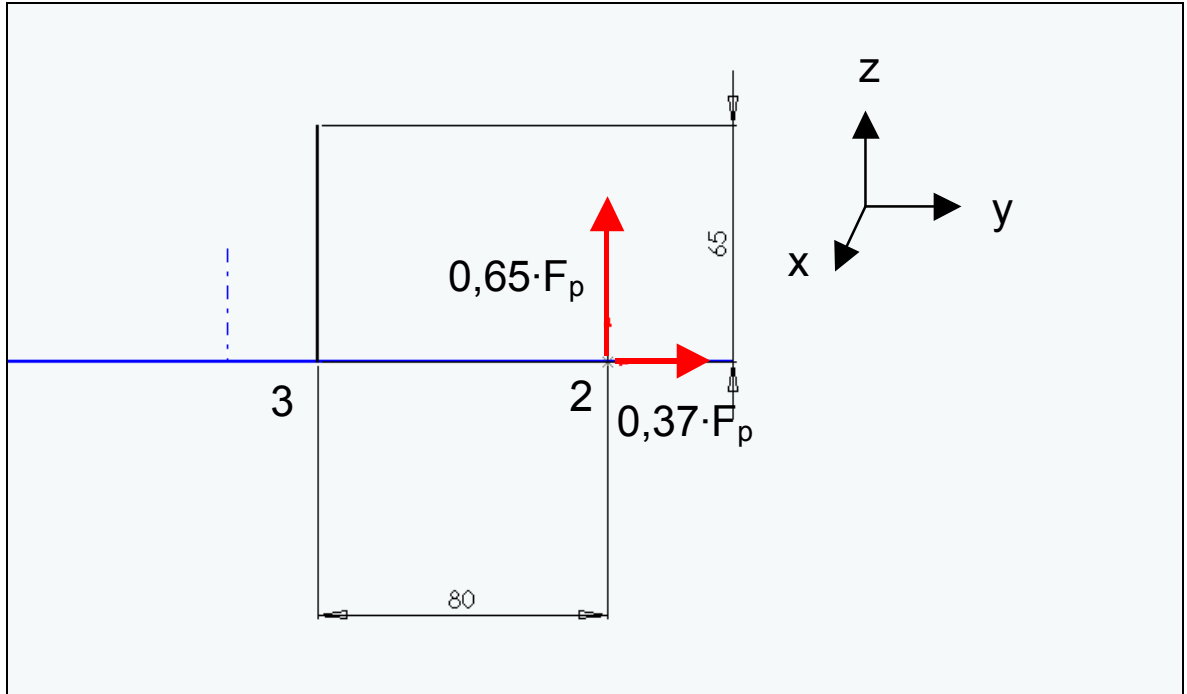


Fig. 3.2. Croquis del tram 3 - 2

Es té:

$$0,65 \cdot F_p \cdot y + M_x = 0 \quad (\text{Eq.3.11.})$$

$$M_x = -0,65 \cdot F_p \cdot y \quad (\text{Eq. 3.12.})$$

En el punt 3:

$$y = 80 \text{ mm}$$

$$M_x = -52 \cdot F_p \text{ Nmm} \quad (\text{Eq. 3.13.})$$



Tram 4 - 3:

En la Fig. 3.3. s'estudia el moment flector d'aquest tram

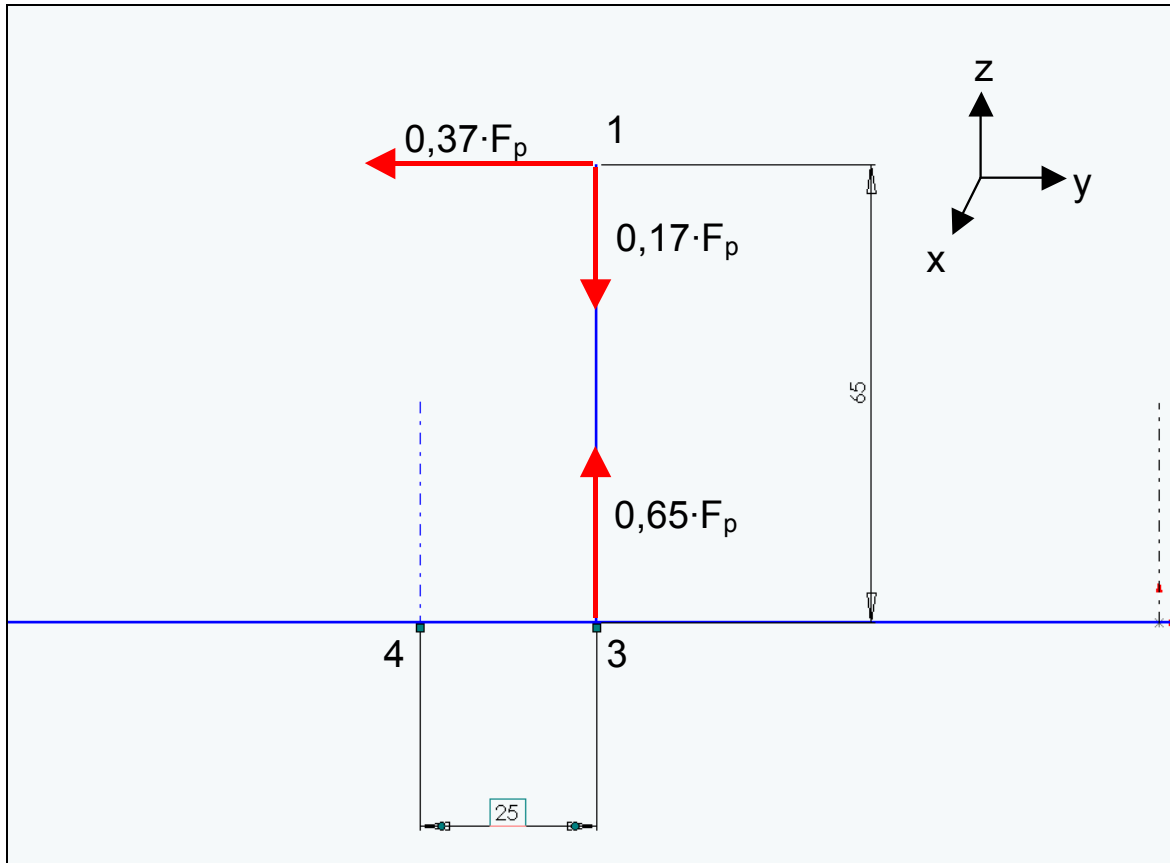


Fig. 3.3. Croquis del tram 4 - 3

Es té:

$$52 \cdot F_p + (0,65 - 0,17) \cdot F_p \cdot y + 0,37 \cdot F_p \cdot 65 + M_x = 0 \quad (\text{Eq.3.14.})$$

$$M_x = -76,05 \cdot F_p - 0,48 \cdot F_p \cdot y \quad (\text{Eq. 3.15.})$$

En el punt 3; $y = 0 \text{ mm}$

$$M_x = -76,05 \cdot F_p \text{ Nmm} \quad (\text{Eq. 3.16})$$

En el punt 4; $y = 25 \text{ mm}$

$$M_x = -88,22 \cdot F_p \text{ Nmm} \quad (\text{Eq. 3.17})$$



Tram 5 - 4:

En la Fig. 3.4. s'estudia el moment flector d'aquest tram



Fig. 3.4. Croquis del tram 5 - 4

Es té:

$$88,22 \cdot F_p + (0,65 - 0,17 - 0,5) \cdot F_p \cdot y + M_x = 0 \quad (\text{Eq. 3.18.})$$

$$M_x = -88,22 \cdot F_p - 0,02 \cdot F_p \cdot y \quad (\text{Eq. 3.19.})$$

En el punt 4; $y = 0 \text{ mm}$

$$M_x = -88,22 \cdot F_p \text{ Nmm} \quad (\text{Eq. 3.20})$$

En el punt 5; $y = 370 \text{ mm}$

$$M_x = -80,82 \cdot F_p \text{ Nmm} \quad (\text{Eq. 3.21})$$

Per tant, a través d'aquesta anàlisi es pot dir que la secció crítica del xassís és la secció del punt 4 amb un moment flector $M_x = -88,22 \cdot F_p \text{ Nmm}$.



Se suposa una càrrega màxima de 300 Kg, el que equivaldria que el conductor pesés 300 Kg. Aleshores, la força F_p serà:

$$F_p = 300 \cdot 9,8 = 2940N \quad (\text{Eq. 3.22.})$$

El moment flector en la secció crítica serà en valor absolut:

$$M_x = -88,22 \cdot 2940 = 259366,8Nmm \quad (\text{Eq. 3.23.})$$

S'escull com a material del xassís acer segons la norma UNE AE 355 KW/KT (F-6411) que té unes característiques:

Resistència a la tracció $R_m = 490 \sim 630 \text{ Mpa}$

Límit elàstic $R_e = 345 \text{ Mpa}$

Pel xassís s'ha escollit tub circular d'aquest material amb un diàmetre de 40 mm i un gruix de paret de 2 mm. Es té aleshores:

$$w = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_e^4 - d_i^4}{d_e} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{40^4 - 36^4}{40} = 2160,8mm^3 \quad (\text{Eq. 3.24.})$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_x}{w} = \frac{259366,8}{2160,8} = 120 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Eq. 3.25.})$$

Per tant el coeficient de seguretat que es té és:

$$C_s = \frac{R_e}{\sigma_{\max}} = \frac{345}{120} = 2,9 \quad (\text{Eq. 3.26.})$$

Aquest coeficient de seguretat té en compte un pes del pilot de 300 Kg, per tant el xassís serà suficientment robust per un pilot de 75 o 80 Kg que faci una conducció fora carretera agressiva amb salts.



1.4. Prestacions i transmissió del patinet

S'ha escollit el motor Komatsu Zenoah RC230 (veure apartat 5.6. de la memòria) que té les característiques tècniques que es poden veure en el seu catàleg. És una motorització bàsica, és a dir, que el patinet admitiria un motor més potent per aconseguir majors prestacions. Aquest motor és una bona elecció com a motorització bàsica perquè és econòmic i molt lleuger i permet unes prestacions suficients. Es podria diversificar la gamma motoritzant el mateix patinet amb motors més potents. Aquest motor permet les prestacions següents.

1.4.1. Pendent màxim superable

S'imposa un pendent màxim superable en arrencada de 10° . El motor engrana a 6000 rpm on ofereix un parell motor de $\Gamma_m = 0,24 Kgm = 2,36 Nm$.

La massa del patinet és:

$$m = m_{pilot} + m_{patinet} = 75 + 25 = 100 Kg \quad (\text{Eq. 4.1.})$$

Per tant, es té el diagrama de forces que es mostra en la Fig. 4.1.

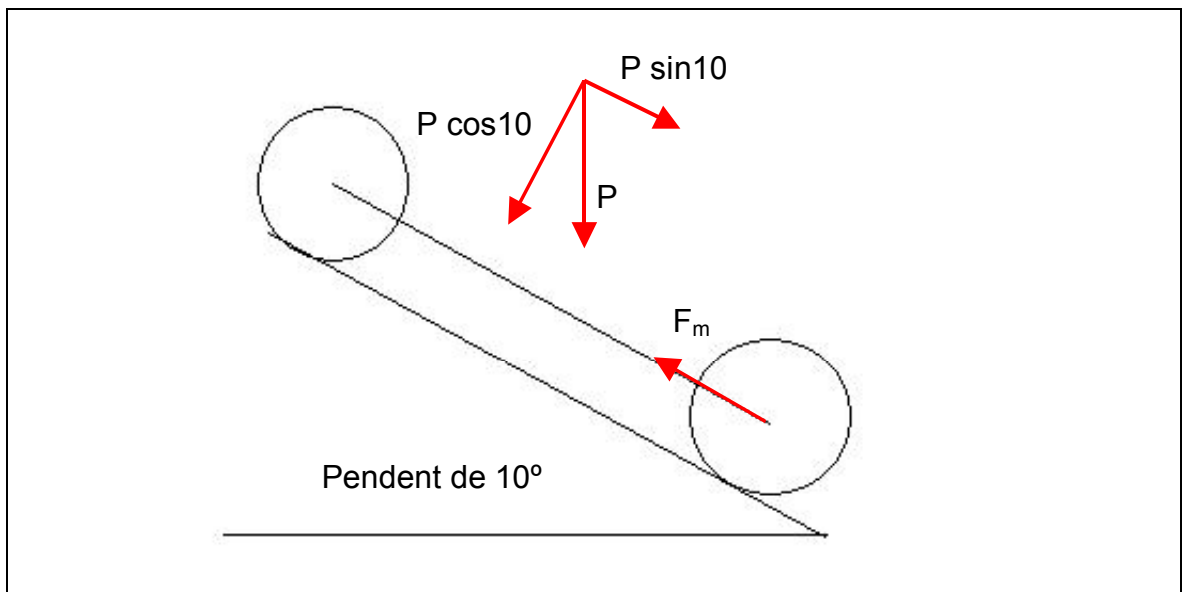


Fig. 4.1. Croquis de les forces en un pendent

$$\text{Es té que: } P = 100 \cdot 9,8 = 980 N \quad (\text{Eq. 4.2.})$$



Igualant forces, es té:

$$F_m = P \cdot \sin 10 = 980 \cdot \sin 10 = 170,18N \quad (\text{Eq. 4.3.})$$

El parell a la roda per produir aquesta força F_m haurà de ser:

$$\Gamma_r = F_m \cdot r = 170,18 \cdot 0,127 = 21,61Nm \quad (\text{Eq. 4.4.})$$

Tenint en compte el parell motor que es té en el moment de l'arrencada, es calcula la relació de transmissió necessària del motor a la roda:

$$i = \frac{\Gamma_r}{\Gamma_m} = \frac{21,61}{2,36} = 9,14 \quad (\text{Eq. 4.5.})$$

La relació de transmissió haurà de ser $i = 9,14$. A continuació es calcula la velocitat màxima que aconseguix el patinet amb aquesta relació de transmissió.

1.4.2. Velocitat màxima en pla

El motor RC230 pot arribar a girar a 11.000 rpm. Amb la relació de transmissió escollida en l'apartat anterior, es té que per al motor girant a 11.000 rpm, la roda estarà girant a la següent velocitat:

$$n_r = \frac{n_m}{i} = \frac{11.000}{9,14} = 1203,5rpm = 126,03rad/s \quad (\text{Eq. 4.6.})$$

La velocitat màxima teòrica que s'aconseguirà serà de:

$$v = w \cdot r = 126,03 \cdot 0,127 = 16,01m/s = 57,62Km/h \quad (\text{Eq. 4.7.})$$

1.4.3. Transmissió

Com s'explica en l'apartat 5.7.3 de la memòria, la transmissió es realitza per cadena ja que es poden transmetre grans parells amb impactes (motor d'explosió) amb una mida petita i no cal un pretensat ni dues estapes de transmissió com en el cas de les corretges dentades. Degut a les condicions particulars de disseny del patinet, tot terreny, també és més adient una cadena per aquestes dures condicions.



La relació de transmissió, $i = 9,14$ és menor que 10, un valor màxim recomanat per a transmissions per cadena i permet realitzar la transmissió amb una sola etapa, el que és un altre motiu pel que s'escull la transmissió per cadena (no seria possible aquesta relació de transmissió amb una sola etapa si s'efectués la transmissió per corretja dentada). Es tenen les següents característiques:

$$i = 9,14$$

Escollint un nombre de dents imparell del pinyó per aconseguir un desgast uniforme es té:

$$z_1 = 7$$

S'escull un pinyó petit per que el diàmetre de la corona sigui també moderat, ja que el diàmetre de les rodes és de només deu polsades. Aleshores es té que el nombre de dents de la corona serà de:

$$z_2 = z_1 \cdot i = 7 \cdot 9,14 = 64 \quad (\text{Eq. 4.8.})$$

S'escull una cadena segons la norma ISO 606 amb la denominació 06B, amb les característiques:

Pas (t)	8 mm
Diàmetre corró	5 mm
Ample interior	3 mm
Pas transversal	5,64 mm
Diàmetre passador	2,31 mm
Alçada placa interior	7,11 mm
Àrea resistiva	11 mm ²
Massa lineal	0,18 Kg/m

Taula 4.1. Característiques de la cadena de la transmissió



El diàmetre primitiu d_1 i el diàmetre de cap d_{a1} del pinyó seran:

$$d_1 = \frac{t}{\sin\left(\frac{180}{z_1}\right)} = \frac{8}{\sin\left(\frac{180}{7}\right)} = 18,44mm \quad (\text{Eq. 4.9.})$$

$$d_{a1} = t \cdot \left(0,5 + \frac{1}{\tan\left(\frac{180}{z_1}\right)} \right) = 8 \cdot \left(0,5 + \frac{1}{\tan\left(\frac{180}{7}\right)} \right) = 20,61mm \quad (\text{Eq. 4.10.})$$

El diàmetre primitiu d_2 i el diàmetre de cap d_{a2} de la corona seran:

$$d_2 = \frac{t}{\sin\left(\frac{180}{z_2}\right)} = \frac{8}{\sin\left(\frac{180}{64}\right)} = 163,04mm \quad (\text{Eq. 4.11.})$$

$$d_{a2} = t \cdot \left(0,5 + \frac{1}{\tan\left(\frac{180}{z_2}\right)} \right) = 8 \cdot \left(0,5 + \frac{1}{\tan\left(\frac{180}{64}\right)} \right) = 166,84mm \quad (\text{Eq. 4.12.})$$

La distància entre centres mínima a_{\min} serà:

$$a_{\min} = 1,2 \cdot \left(\frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} \right) + [30....50] = 1,2 \cdot \left(\frac{20,61 + 166,84}{2} \right) + 40 = 152,47mm \quad (\text{Eq. 4.13.})$$

S'escull un entre centres de 160 mm. Cal comprovar que l'angle que abraça la cadena en el pinyó motriu és major de 120°. Es comprova que és així com es veu en el croquis de la Fig. 4.2. L'angle que abraça la cadena al pinyó amb un entre centres de 160 mm és de 126°.



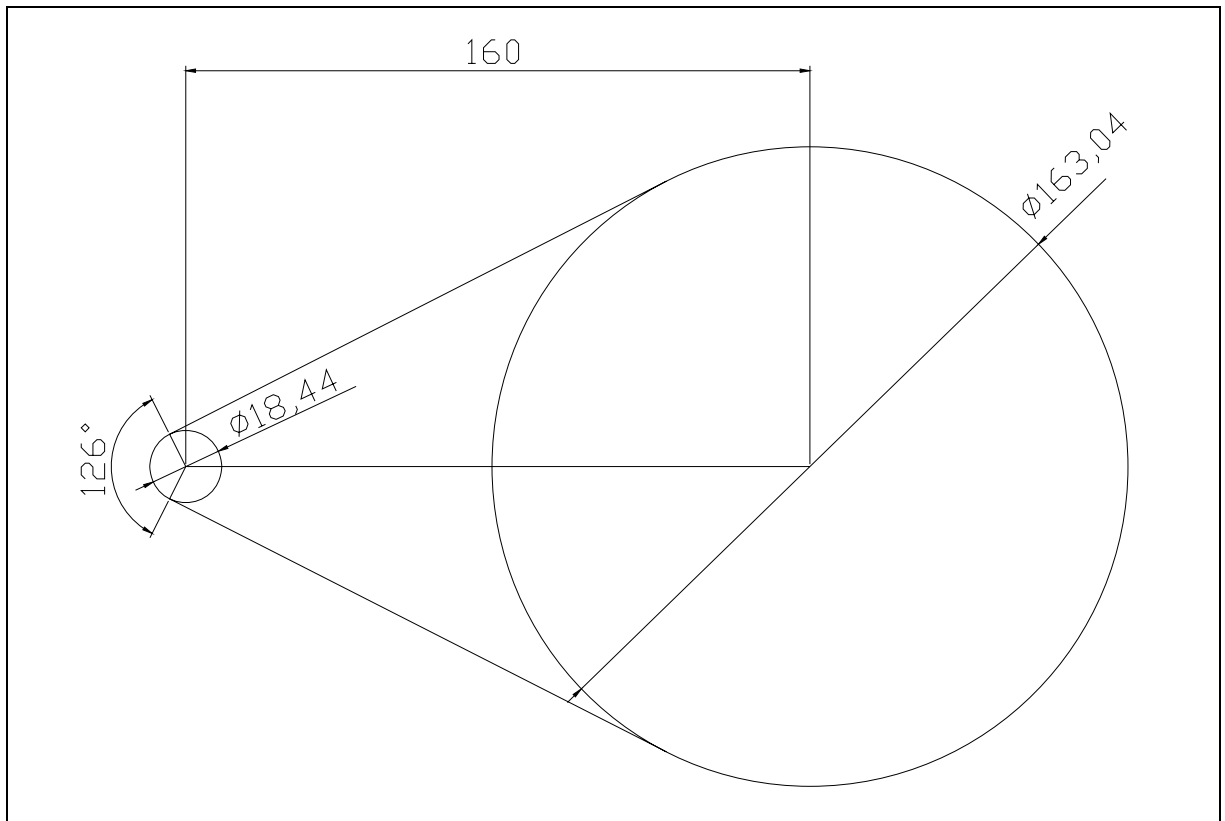


Fig. 4.2. Croquis de la transmissió per cadena amb un entre centres de 160 mm

Es calcula ara el nombre d'eslabons que ha de tenir la cadena:

$$y = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2 \cdot a}{t} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a} = \frac{7 + 64}{2} + \frac{2 \cdot 160}{8} + \left(\frac{64 - 7}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{8}{160} = 79,61 \quad (\text{Eq. 4.14.})$$

Per tant la cadena tindrà 80 eslabons.

El gruix del pinyó i la cadena serà el determinat per la següent fórmula:

$$e = 0,93 \cdot \text{AmpleInterior} = 0,93 \cdot 3 = 2,79 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 4.15.})$$





1.5. Rodaments de les rodes

Les dues rodes, tant la davantera com la posterior, porten dos rodaments rígids de boles SKF Explorer 6001-RSL amb les característiques que es mostren a continuació. Aquests rodaments estan obturats i porten protecció per la pols.

Tipus	Rodament rígid de boles
Designació	SKF Explorer 6001-RSL
d(mm)	12
D(mm)	28
B(mm)	8
C(N)	5400
C₀(N)	2360

Al croquis de la Fig. 5.1. es mostra la força que fa el pes del conductor sobre el patinet i es veu quina reacció es té sobre cada roda.

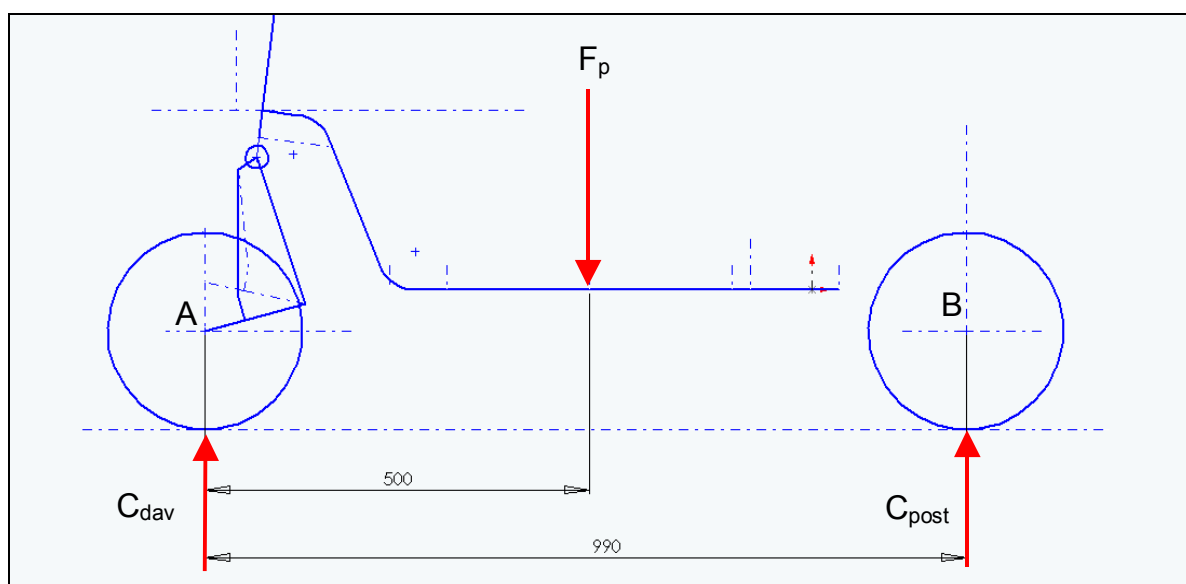


Fig. 5.1. Croquis de la força del conductor sobre el patinet.



$$F_p = C_{dav} + C_{post} \quad (\text{Eq. 5.1.})$$

$$\sum \Gamma_A = 0 \quad (\text{Eq. 5.2.})$$

$$C_{post} = \frac{500}{990} \cdot F_p \quad (\text{Eq. 5.3.})$$

$$C_{dav} = \frac{490}{990} \cdot F_p \quad (\text{Eq. 5.4.})$$

A banda del pes del conductor, s'ha de tenir en compte la massa pròpia del patinet, 25Kg, repartida un 20% sobre la roda davantera i un 80% sobre la roda posterior:

$$P = 25 \cdot 9,8 = 245N \quad (\text{Eq. 5.5.})$$

$$P_{dav} = 0,2 \cdot P = 49N \quad (\text{Eq. 5.6.})$$

$$P_{post} = 0,8 \cdot P = 196N \quad (\text{Eq. 5.7.})$$

Per tant les reaccions a cada una de les dues rodes són:

Roda davantera:

$$R_{dav} = P_{dav} + C_{dav} = 49 + \frac{490}{990} \cdot F_p \quad (\text{Eq. 5.8.})$$

Roda posterior:

$$R_{post} = P_{post} + C_{post} = 196 + \frac{500}{990} \cdot F_p \quad (\text{Eq. 5.9.})$$

Es divideix el càlcul de la vida dels rodaments en dos blocs. Un d'ells és amb un pes del pilot normal on $F_p = 75$ Kg que es considera que és el que es té el 85% del temps i l'altre en condicions de càrrega alta on $F_p = 200$ Kg que es considera que és el que es té el 15% del temps.

A continuació s'avalua la reacció a cada roda en cada un d'aquests dos blocs.



Condicions normals:

$$F_p = 75 \cdot 9,8 = 735N \quad (\text{Eq. 5.10.})$$

$$R_{dav} = P_{dav} + C_{dav} = 49 + \frac{490}{990} \cdot 735 = 412,79N \quad (\text{Eq. 5.11.})$$

$$R_{post} = P_{post} + C_{post} = 196 + \frac{500}{990} \cdot 735 = 567,21N \quad (\text{Eq. 5.12.})$$

Condicions de càrrega alta:

$$F_p = 200 \cdot 9,8 = 1960N \quad (\text{Eq. 5.13.})$$

$$R_{dav} = P_{dav} + C_{dav} = 49 + \frac{490}{990} \cdot 1960 = 1019,10N \quad (\text{Eq. 5.14.})$$

$$R_{post} = P_{post} + C_{post} = 196 + \frac{500}{990} \cdot 1960 = 1185,90N \quad (\text{Eq. 5.15.})$$

Es calcularan els rodaments de la roda posterior, ja que estan més sol·licitats que els de la roda davantera (els rodaments són els mateixos per a les dues rodes)

La velocitat màxima del patinet és de 57,62 Km/h com s'ha vist en l'apartat 1.4.2. d'aquest annex. Es suposa per als càlculs una velocitat nominal del patinet de 40 Km/h (11,1 m/s). En aquestes condicions, es calcula a continuació la velocitat de gir de la roda posterior.

$$w = \frac{v}{r} = \frac{11,1}{0,127} = 87,4 \text{ rad/s} = 834,62 \text{ rpm} \quad (\text{Eq. 5.16.})$$

A continuació es calcula la càrrega equivalent sobre el rodament en els dos blocs. El primer d'ells és en condicions normals i el segon d'ells és en condicions de càrrega alta.



Bloc 1; Condicions normals:

$$n = 834,62 \text{ rpm } (40 \text{ Km/h})$$

$$F_p = 735 \text{ N} , \quad R_{\text{post}} = 567,21 \text{ N}$$

85% del temps de funcionament

En el croquis de la Fig. 5.2. es veu la secció simplificada de la roda posterior i les forces que hi actuen:

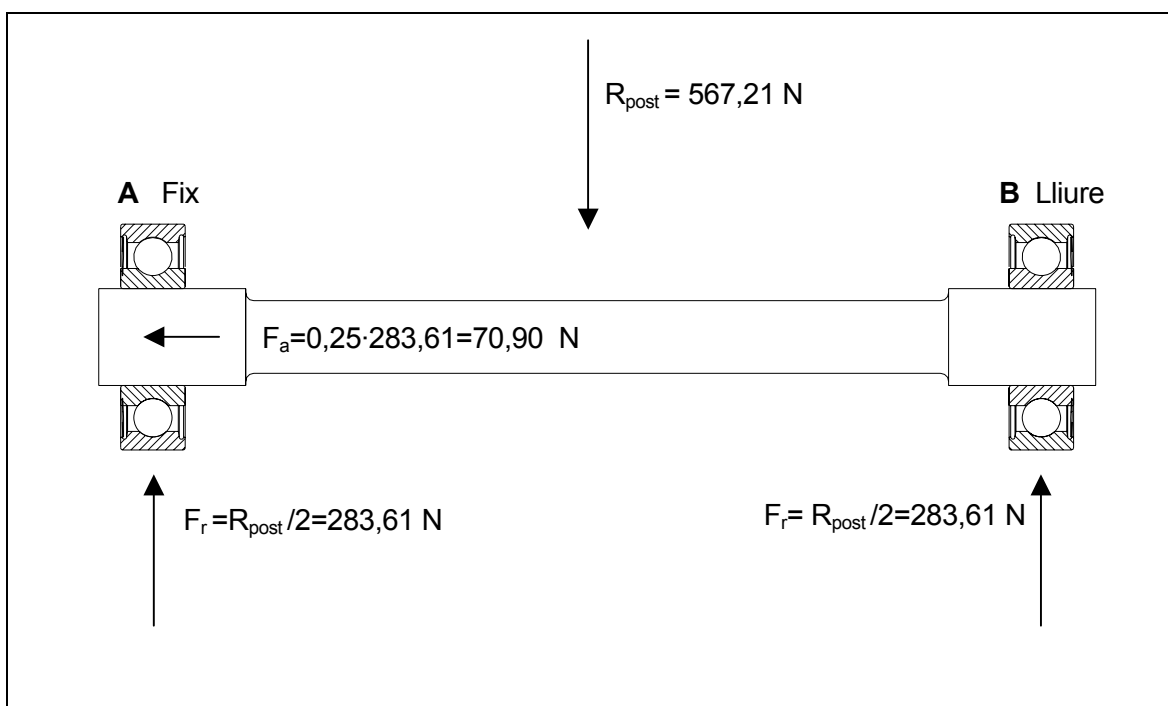


Fig. 5.2. Croquis dels rodaments de l'eix posterior en condicions normals

El rodament més sol·licitat és el rodament A, que és fix. Suposem que la força axial que rep el rodament és un 25% de la força radial.

Les forces radial i axial en el rodament A són:

$$F_r = \frac{R_{\text{post}}}{2} = 283,61 \text{ N} \quad (\text{Eq. 5.17.})$$

$$F_a = F_r \cdot 0,25 = 70,90 \text{ N} \quad (\text{Eq. 5.18.})$$

El factor f_d pel tipus de màquina i condicions de treball és en aquest cas $f_d = 2,25$ degut a que els rodaments de les rodes estan sotmesos a impactes en el seu funcionament, com és el



cas d'un vehicle fora carretera. Majorem per tant les dues forces anteriors amb aquests factors:

$$F_r = 2,25 \cdot 283,61 = 638,12N \quad (\text{Eq. 5.19.})$$

$$F_a = 2,25 \cdot 70,90 = 159,53N \quad (\text{Eq. 5.20.})$$

A continuació s'estudien els factors radials i axials dels rodaments per trobar la càrrega equivalent que és:

$$P_e = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (\text{Eq. 5.21.})$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{159,53}{2360} = 0,0676 \quad (\text{Eq. 5.22.})$$

amb el que s'obté mitjançant taules un valor de $e = 0,26$. El quocient entre la força axial i la força radial és:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{159,53}{638,12} = 0,25 < e \quad (\text{Eq. 5.23.})$$

per tant es té:

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

I la càrrega equivalent en aquest rodament per aquest bloc que s'ha anomenat condicions normals és:

$$P_{e1} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = F_r = 638,12N \quad (\text{Eq. 5.24.})$$



Bloc 2; Condicions de càrrega alta:

$$n = 834,62 \text{ rpm } (40 \text{ Km/h})$$

$$F_p = 1960 \text{ N}, \quad R_{post} = 1185,90 \text{ N}$$

15% del temps de funcionament

En el croquis de la Fig. 5.3. es mostra un altre cop la secció simplificada de la roda posterior i les forces que hi actuen en aquest cas de càrrega alta:

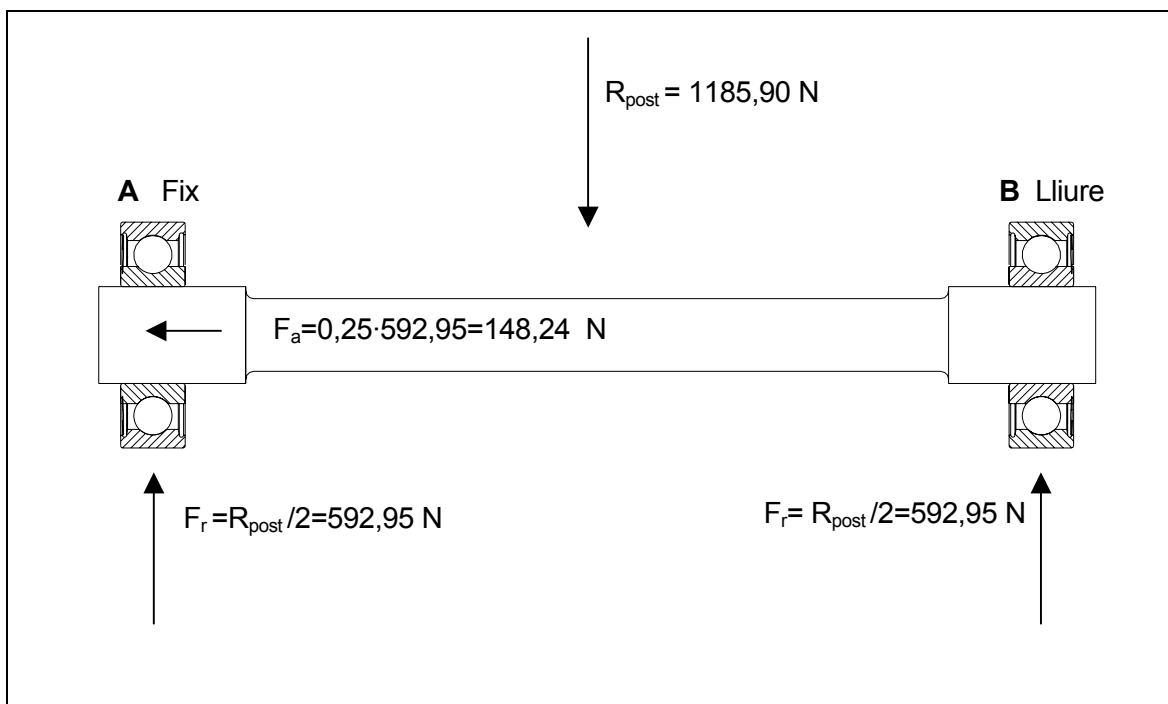


Fig. 5.3. Croquis dels rodaments de l'eix posterior en condicions de càrrega alta

Les forces radial i axial en el rodament A són:

$$F_r = \frac{R_{post}}{2} = 592,95 \text{ N} \quad (\text{Eq. 5.25.})$$

$$F_a = F_r \cdot 0,25 = 148,24 \text{ N} \quad (\text{Eq. 5.26.})$$

$$f_d = 2,25$$

$$F_r = 2,25 \cdot 592,95 = 1334,14 \quad (\text{Eq. 5.27.})$$



$$F_a = 2,25 \cdot 148,24 = 333,54 N \quad (\text{Eq. 5.28.})$$

A continuació s'estudien els factors radials i axials dels rodaments per trobar la càrrega equivalent que és:

$$P_e = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (\text{Eq. 5.29.})$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{333,54}{2360} = 0,14 \quad (\text{Eq. 5.30.})$$

amb el que s'obté mitjançant taules un valor de $e = 0,35$. El quocient entre la força axial i la força radial és:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{333,54}{1334,14} = 0,25 < e \quad (\text{Eq. 5.31.})$$

per tant es té:

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

I la càrrega equivalent en aquest rodament per aquest bloc de càrrega alta és:

$$P_{e2} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = F_r = 1334,14 N \quad (\text{Eq. 5.32.})$$

Ara ja es pot trobar la càrrega equivalent com a combinació dels dos blocs anteriors.

$$P_e = \sqrt[3]{P_{e1}^3 \cdot \frac{q_1}{100} + P_{e2}^3 \cdot \frac{q_2}{100}} = \sqrt[3]{638,12^3 \cdot 0,85 + 1334,14^3 \cdot 0,15} = 832,55 N \quad (\text{Eq. 5.33.})$$

A continuació es comprova la vida del rodament més sol·licitat.

$$\frac{f_L}{f_N} = \frac{C}{P_e} \quad (\text{Eq. 5.34})$$

$$f_N = \sqrt[3]{\frac{100}{3 \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{100}{3 \cdot 834,62}} = 0,3418 \quad (\text{Eq. 5.35})$$



A partir de l'Eq. 5.34 s'obté el valor de f_L :

$$f_L = f_N \cdot \frac{C}{P_e} = 0,3418 \cdot \frac{5400}{832,55} = 2,22 \quad (\text{Eq. 5.36})$$

Amb el valor de f_L es pot trobar el nombre d'hores de vida del rodament:

$$L_h = 500 \cdot f_L^3 = 500 \cdot 2,22^3 = 5448h \quad (\text{Eq. 5.37.})$$

El que, suposant una velocitat mitjana de 40 Km/h suposaria una durada d'uns 218.000 Km, valor més que suficient per a un patinet.



1.6. Cargols corona de transmissió

La corona de transmissió va fixada a la llanta amb 6 cargols de tipus FHc/90, M5 * 18, NF E 27-160, classe 12,9, que assegurin la concentricitat de la corona amb la llanta. Es té que el parell màxim que proporciona el motor és de $\Gamma_{motorMAX} = 2,53Nm$ a 10.000 rpm, el que amb una relació de transmissió $i = 9,14$ permet trobar el parell màxim a la roda posterior:

$$\Gamma_{rodaMAX} = 2,53 \cdot 9,14 = 23,12Nm \quad (\text{Eq. 6.1.})$$

Es té segons el croquis de la Fig. 6.1. que els cargols de la corona estan situats a un diàmetre de 42 mm mentre que el parell de la transmissió s'aplica al diàmetre primitiu $d_2 = 163,04$ mm.

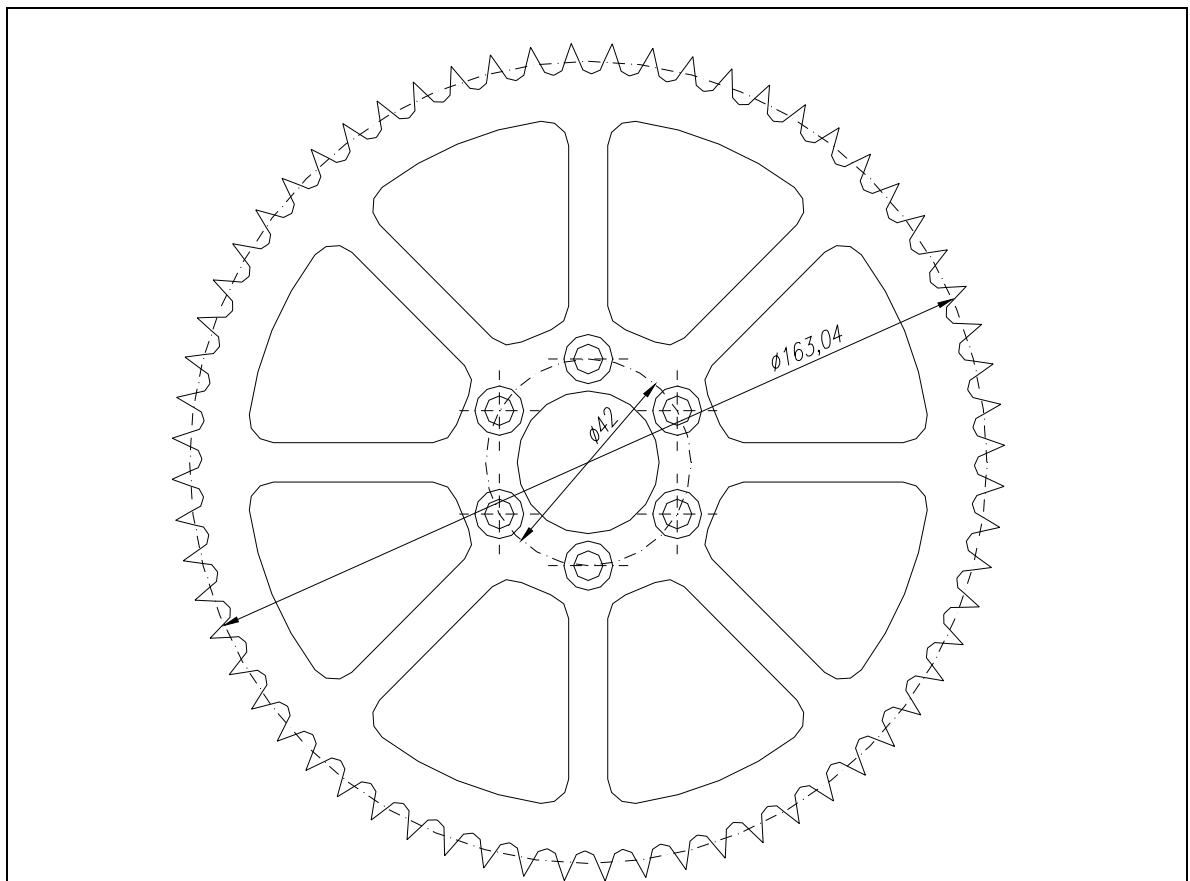


Fig. 6.1. Corona de transmissió



El parell traduït en força en la zona dels cargols és:

$$F = \frac{23,12}{0,021} = 1100,95N \quad (\text{Eq. 6.2.})$$

Per tant cada un dels 6 cargols estarà sotmès a una força:

$$F_T = \frac{1100,95}{6} = 183,49N \quad (\text{Eq. 6.3.})$$

1.6.1. Força de muntatge necessària

Tenint en compte els valors de

$$m = 1 \quad (\text{Una superfície de fregament})$$

$$\mu = 0,1 \quad (\text{Coeficient de fregament entre les dues superfícies})$$

es troba la força de muntatge mínima necessària F_M :

$$F_M = \frac{F_T}{m \cdot \mu} = \frac{183,49}{1 \cdot 0,1} = 1834,9N \quad (\text{Eq. 6.4.})$$

A continuació s'estimen una sèrie de valors i coeficients:

El coeficient de fregament global s'estima:

$$\mu_G = 0,14$$

El factor de collada s'estima tenint en compte que s'utilitza una clau dinamomètrica per a collar la unió i es fa una lubricació de la rosca prèvia al collat.

$$\alpha_C = 1,4$$

Per últim, s'escull una qualitat dels cargols de tipus 12.9, amb els següents valors de força de muntatge límit i moment corresponent:

$$F_{M \text{ lim}} = 10.700N$$

$$M_M = 10Nm$$

Ara es pot trobar la força de muntatge màxima i mínima:



$$F_M \max = 10.700N$$

$$F_M \min = \frac{F_M \max}{\alpha_c} = \frac{10.700}{1,4} = 7642,86N \quad (\text{Eq. 6.5.})$$

1.6.2. Càlcul de rigideses

A continuació es fa el càlcul de rigideses. Es mostra detalladament la unió a la Fig. 6.2.

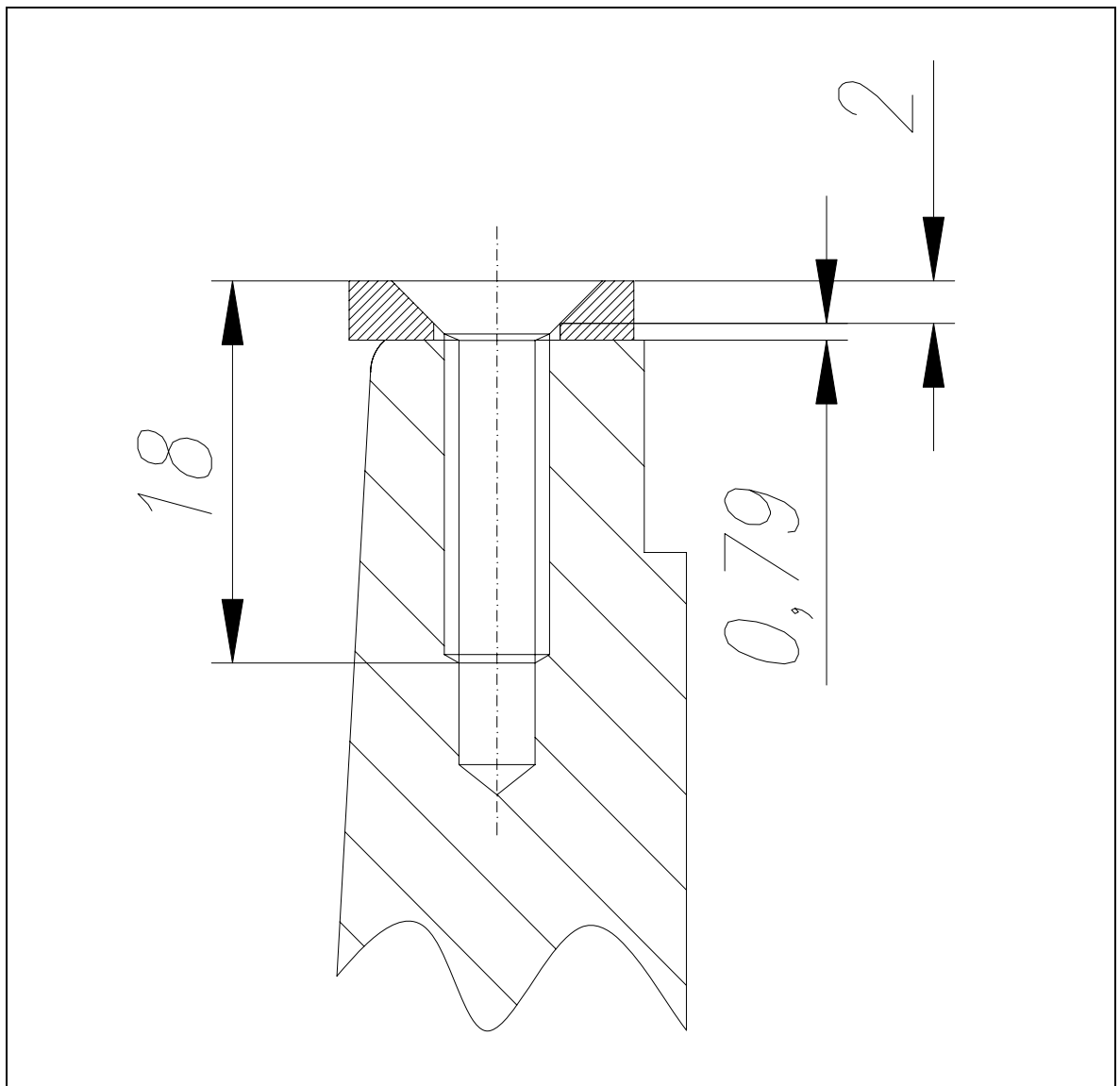


Fig. 6.2. Detall de la zona d'unió de la llanta amb la corona de transmissió



Material Corona de transmissió:

Acer de bonificació aliat: 34 CrMo4 segons UNE 36.051.

$$E = 210.000 \text{ N/mm}^2$$

Material Llanta:

Alumini d'emmotllament aliat: L-2560 segons UNE 38.256 (AlSi10Mg)

$$E = 75.000 \text{ N/mm}^2$$

La rigidesa del cargol K_c és:

$$K_c = \frac{E_c}{\frac{2 \cdot l'}{A'} + \frac{l_1}{A_1} + \frac{l_3}{A_3}} \quad (\text{Eq. 6.6.})$$

on cada un dels paràmetres té el valor:

$$l' = 0,4 \cdot d = 0,4 \cdot 5 = 2 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 6.7.})$$

$$A' = 14,2 \text{ mm}^2$$

$$l_1 = 0 \quad (\text{longitud no roscada})$$

$$A_3 = A' = 14,2 \text{ mm}^2$$

$$l_3 = 2,79 - 2 = 0,79 \quad (\text{Zona roscada interior}) \quad (\text{Eq. 6.8.})$$

Amb l'Eq. 6.6. es té:

$$K_c = \frac{E_c}{\frac{2 \cdot l'}{A'} + \frac{l_1}{A_1} + \frac{l_3}{A_3}} = \frac{210.000}{\frac{2 \cdot 2}{14,2} + \frac{0,79}{14,2}} = 622.547 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Eq. 6.9.})$$



La rigidesa de les peces unides K_p és:

$$K_p = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{E_p}{l_p} \cdot \left[\left(d_l + \frac{l_p}{10} \right)^2 - d_f^2 \right] = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{210.000}{0,79} \cdot \left[\left(10 + \frac{0,79}{10} \right)^2 - 6^2 \right] = 13.692.881 \text{ N/mm}^2$$

(Eq. 6.10.)

La relació de rigideses c és:

$$c = \frac{K_c}{K_c + K_p} = \frac{622,5}{622,5 + 13.692,9} = 0,04348 \quad (\text{Eq. 6.11.})$$

1.6.3. Càlcul de l'assentament

A continuació s'estima l'assentament que experimentarà la unió:

Assentament entre el cap del cargol i el disc:

$$\delta_{uj1} = 2 \mu m$$

Assentament entre la corona de transmissió i la llanta:

$$\delta_{uj2} = 2 \mu m$$

Assentament dels filets de rosca del cargol:

$$\delta_{uj3} = 3 \mu m$$

L'assentament total és:

$$\delta_x = 2 + 2 + 3 = 7 \mu m = 7 \cdot 10^{-3} m \quad (\text{Eq. 6.12.})$$

La disminució de la força de muntatge degut a l'assentament és:

$$\Delta F_M = \delta_x \cdot c \cdot K_p = 7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,04348 \cdot 13692881 = 4167,57 N \quad (\text{Eq. 6.13.})$$



1.6.4. Seguretat de la unió

Per tant la força de muntatge mínima passarà a ser:

$$F_M' = F_M \text{ min} - \Delta F_M = 7642,86 - 4167,57 = 3475,29 N \quad (\text{Eq. 6.14.})$$

Aleshores s'obté un coeficient de seguretat de:

$$C_s = \frac{F_M \text{ min}}{F_M \text{ necessària}} = \frac{3475,29}{1834,9} = 1,89 \quad (\text{Eq. 6.15.})$$

1.6.5. Comprovació dels cargols

La comprovació dels cargols es realitza en el pitjor dels casos, és a dir, abans que es produeixi l'assentament, quan la força de muntatge és més gran ($F_M \text{ max} = 10.700 N$)

Els cargols tenen una qualitat 12.9, per tant:

$$R_e = 1080 MPa$$

$$R_e = 1200 MPa$$

Ara es pot calcular el valor de σ_{adm} i la tensió a la que està sotmès el cargol, tot comparant aquest valor amb el valor admissible.

$$\sigma_{adm} = 0,9 \cdot R_e = 972 N/mm^2 \quad (\text{Eq. 6.16.})$$

$$\sigma = \frac{F_M \text{ max}}{A_T} = \frac{10,700}{14,2} = 753,5 N/mm^2 < \sigma_{adm} \quad (\text{Eq. 6.17.})$$

Per tant la condició de no fallada dels cargols s'acompleix.



1.7. Cargols discs de fre

Els dos discs de fre van fixats a les llantes amb 6 cargols de tipus FHc/90, M5 * 18, NF E 27-160, classe 12.9, com en el cas de la corona de transmissió, que assegurin la concentricitat dels discs amb la llanta.

Per a calcular els cargols, es té en compte la frenada més forta que pot realitzar el patinet, que és quan sotmetrà els cargols de fixació del disc a un major esforç. S'estima que la màxima frenada que pot aconseguir el patinet es passar d'una velocitat de 50Km/h (13,89 m/s) a 0 Km/h en 3 segons. La desacceleració que s'experimenta és:

$$a_f = \frac{v_f - v_i}{t} = \frac{13,89}{3} = 4,63 \text{ m/s}^2 \quad (\text{Eq. 7.1.})$$

La massa del patinet és de 25 Kg, més la massa d'un conductor de 75 Kg a sobre, es té que la massa total que s'ha de frenar és de 100 Kg. La força de frenada a realitzar serà:

$$F_f = m \cdot a_f = 100 \cdot 4,63 = 463 \text{ N} \quad (\text{Eq. 7.2.})$$

Això suposa un parell en cada roda de:

$$M_{f \text{ roda}} = \frac{F_f \cdot r_{\text{roda}}}{n} = \frac{463 \cdot 0,127}{2} = 29,40 \text{ Nm} \quad (\text{Eq. 7.3.})$$

Els 6 cargols estan situats com en el cas de la llanta a un diàmetre de 42 mm. Per tant la força en els 6 cargols és:

$$F = \frac{29,40}{0,021} = 1400 \text{ N} \quad (\text{Eq. 7.4.})$$

Per tant cada un dels 6 cargols estarà sotmès a una força:

$$F_T = \frac{1400}{6} = 233,33 \text{ N} \quad (\text{Eq. 7.5.})$$



1.7.1. Força de muntatge necessària

Es troba la força de muntatge mínima com en el cas de la corona de transmissió:

$$F_M = \frac{F_T}{m \cdot \mu} = \frac{233,33}{1 \cdot 0,1} = 2333,3N \quad (\text{Eq. 7.6.})$$

S'escull una qualitat dels cargols de tipus 12.9, amb els valors de força de muntatge límit i moment:

$$F_{M \text{ lim}} = 10.700N$$

$$M_M = 10Nm$$

Ara es pot trobar la força de muntatge màxima i mínima, que són els mateixos valors que en el cas de la corona de transmissió:

$$F_{M \text{ max}} = 10.700N$$

$$F_{M \text{ min}} = \frac{F_{M \text{ max}}}{\alpha_C} = \frac{10,700}{1,4} = 7642,86N \quad (\text{Eq. 7.7.})$$



1.7.2. Càlcul de rigideses

A continuació es fa el càlcul de rigideses. Es mostra detalladament la unió a la Fig. 7.1.

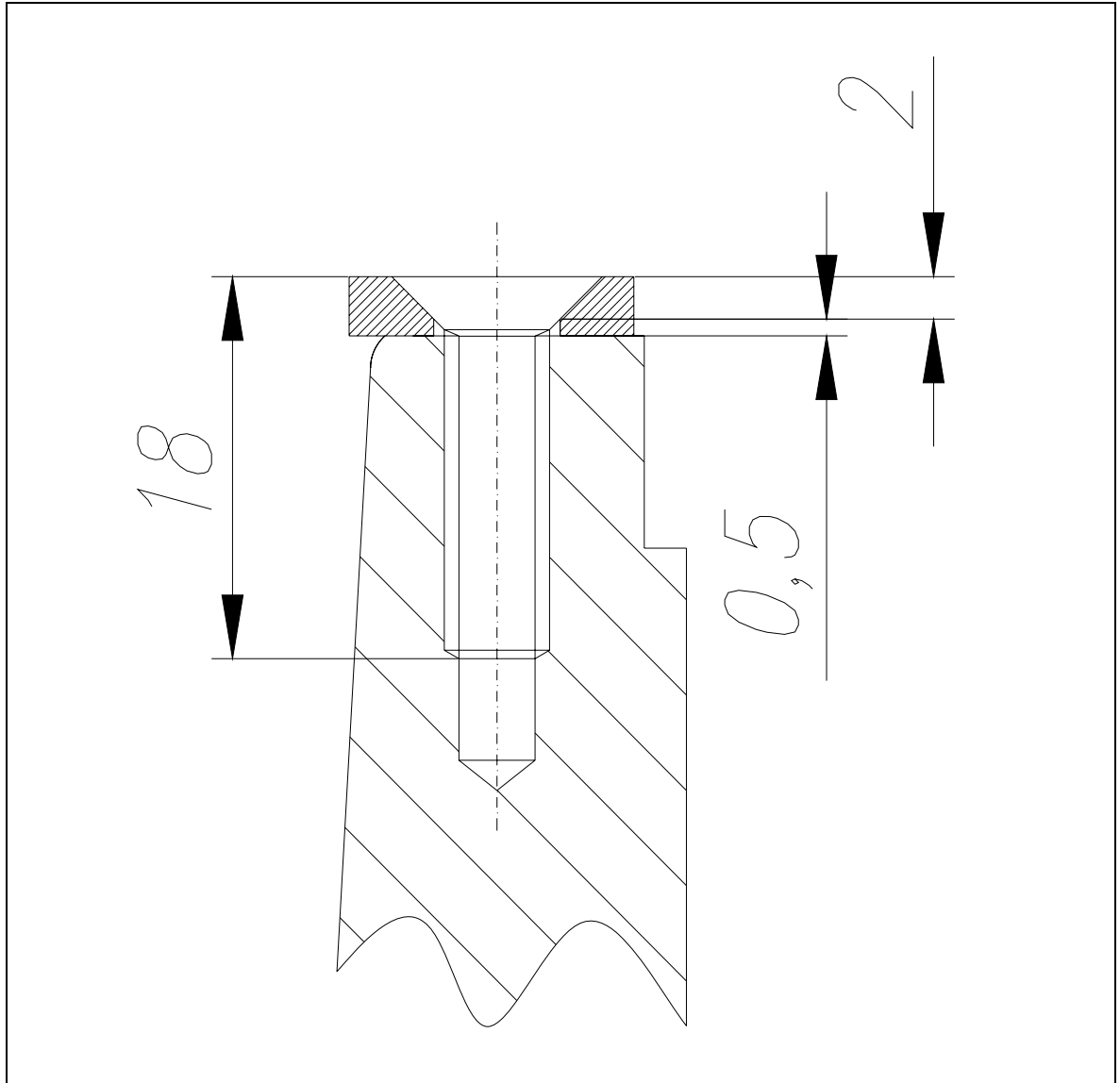


Fig. 7.1. Detall de la zona d'unió de la llanta amb un disc de fre

Material Disc de Fre:

Acer: 2C55 segons UNE 36.051.

$$E = 210.000 \frac{N}{mm^2}$$



Material Llanta:

Alumini d'emmotllament aliat: L-2560 segons UNE 38.256 (AlSi10Mg)

$$E = 75.000 \text{ N/mm}^2$$

La rigidesa del cargol K_c és:

$$K_c = \frac{E_c}{\frac{2 \cdot l'}{A'} + \frac{l_1}{A_1} + \frac{l_3}{A_3}} \quad (\text{Eq. 7.8.})$$

on cada un dels paràmetres té el valor:

$$l' = 0,4 \cdot d = 0,4 \cdot 5 = 2 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 7.9.})$$

$$A' = 14,2 \text{ mm}^2$$

$$l_1 = 0$$

$$A_3 = A' = 14,2 \text{ mm}^2$$

$$l_3 = 2,50 - 2 = 0,50 \quad (\text{Eq. 7.10.})$$

Amb l'Eq. 7.8. es troba:

$$K_c = \frac{E_c}{\frac{2 \cdot l'}{A'} + \frac{l_1}{A_1} + \frac{l_3}{A_3}} = \frac{210.000}{\frac{2 \cdot 2}{14,2} + \frac{0,5}{14,2}} = 662.667 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Eq. 7.11.})$$

La rigidesa de les peces unides K_p és:

$$K_p = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{E_p}{l_p} \cdot \left[\left(d_l + \frac{l_p}{10} \right)^2 - d_f^2 \right] = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{210.000}{0,50} \cdot \left[\left(10 + \frac{0,50}{10} \right)^2 - 6^2 \right] = 21.442.195 \text{ N/mm}^2$$

(Eq. 7.12.)



La relació de rigideses c és:

$$c = \frac{K_c}{K_c + K_p} = \frac{662,7}{662,7 + 21442,2} = 0,02998 \quad (\text{Eq. 7.13.})$$

1.7.3. Càlcul de l'assentament

L'assentament total s'estima que serà el mateix que en el cas de la corona de transmissió:

$$\delta_x = 2 + 2 + 3 = 7 \mu m = 7 \cdot 10^{-3} m \quad (\text{Eq. 7.14.})$$

La disminució de la força de muntatge degut a l'assentament és:

$$\Delta F_M = \delta_x \cdot c \cdot K_p = 7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,02998 \cdot 21442195 = 4499,86 N \quad (\text{Eq. 7.15.})$$

1.7.4. Seguretat de la unió

Per tant la força de muntatge mínima passarà a ser:

$$F_M' = F_M \text{ min} - \Delta F_M = 7642,86 - 4499,86 = 3143 N \quad (\text{Eq. 7.16.})$$

Aleshores s'obté un coeficient de seguretat de:

$$C_s = \frac{F_M \text{ min}}{F_M \text{ necessària}} = \frac{3143}{2333,3} = 1,35 \quad (\text{Eq. 7.17.})$$

1.7.5. Comprovació dels cargols

Aquest apartat és igual que l'apartat corresponent per al càlcul de la unió de la corona amb la llanta. Els cargols tenen una qualitat 12.9, per tant es tenen els valors

$$R_e = 1080 MPa ; \quad R_e = 1200 MPa$$

$$\sigma_{adm} = 0,9 \cdot R_e = 972 \frac{N}{mm^2} \quad (\text{Eq. 7.18.})$$



$$\sigma = \frac{F_M \max}{A_T} = \frac{10,700}{14,2} = 753,5 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{adm} \quad (\text{Eq. 7.19.})$$

Per tant la condició de no fallada dels cargols també s'acompleix.



2. ANNEX 2: Catàlegs

